



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ŘÍZENÉ ODVLHČOVÁNÍ V LETNÍM OBDOBÍ

CONTROLLED DEHUMIDIFICATION IN SUMMER SEASON

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Voleš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2018



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	N3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3608T001 Pozemní stavby
Pracoviště	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student	Bc. Jakub Voleš
Název	Řízené odvlhčování v letním období
Vedoucí práce	doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.
Datum zadání	31. 3. 2017
Datum odevzdání	12. 1. 2018

V Brně dne 31. 3. 2017

doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.
Vedoucí ústavu

prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

PODKLADY A LITERATURA

1. Aktuální právní předpisy ČR
2. České i zahraniční technické normy
3. Odborná literatura
4. Zdroje na internetu

ZÁSADY PRO VYPRACOVÁNÍ

A. Analýza tématu, cíle a metody řešení

Analýza zadaného tématu, právní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení

Praktické řešení - projekt pro povolení stavby.

Teoretické řešení – výpočet a popis dvou variant možného řešení.

Výstupem budou výkresy vybrané varianty VZT zařízení, dvoučarové rozvody rozvody vzduchu. Bude proveden technický popis výhod a nevýhod navržených variant.

B. Aplikace tématu na zadané budově - koncepční řešení

Návrh technického řešení s využitím poznatků získaných teoretickou řešerší.

C. Teoreticko - výpočtové řešení

Výpočet fyzikálních veličin při navržených variantách, teoretická aplikace vybrané úpravy do stávajícího zařízení. Podrobné H-X diagramy.

STRUKTURA DIPLOMOVÉ PRÁCE

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část VŠKP zpracovaná podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (povinná součást VŠKP).
2. Přílohy textové části VŠKP zpracované podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (nepovinná součást VŠKP v případě, že přílohy nejsou součástí textové části VŠKP, ale textovou část doplňují).

doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.
Vedoucí diplomové práce

ABSTRAKT

Předmětem diplomové práce je návrh a zhodnocení dvou variant stavební úpravy (rekonstrukce) stávajícího vzduchotechnického zařízení, které obsluhuje laboratorní prostory pro výrobu mikroelektroniky společnosti GL Electronic, v budově JIC INMEC. Cílem návrhu je najít optimální řešení problému, kterým je nadměrný obsah vzdušné vlhkosti v čistých prostorách. Prvním navrženým přístupem je instalace řízeného odvlhčování, ve formě externího kondenzátoru a interního výparníku, do existujícího zařízení. Druhým posuzovaným přístupem je kompletní dekonstrukce stávající vzduchotechnické jednotky a následné nahrazení jednotkou novou, jež by splňovala veškeré provozní požadavky. Dvě varianty budou na počátku nastíněny formou studie, zvolená varianta bude později rozpracována ve stupni projektové dokumentace pro provedení stavby. Vítězné řešení bude projektováno tak, aby vyhovělo všem hygienickým, funkčním a ekonomickým kritériím. V další části textu bude provedena rešerše informací, týkajících se fyzikální podstaty vzdušné vlhkosti, přenosu vlhkosti, odvlhčování prostor, aj. V neposlední řadě bude provedeno měření účinnosti zpětného získávání tepla (ve formě glykolového okruhu). Experiment podává svědectví o účinnosti systému v reálném provozu.

KLÍČOVÁ SLOVA

teorie vlhkého vzduchu, odvlhčování, HX diagram, provozní náklady, pořizovací náklady, přímé chlazení, zpětné získávání tepla, glykolový okruh, kondenzace, akustická zátěž

ABSTRACT

The subject of the diploma thesis is the design and the assessment of two variants of existing HVAC system, that serves the microelectronic laboratory premises of GL Electronic company, which are situated in JIC INMEC center. The aim of the designing process is to find the optimal solution of the problem, which is concerned of excessive air humidity gains in the clean rooms. The first proposed approach is the installation of controlled dehumidification in the form of direct cooling into the yet existing device. The second considered approach is a complete deconstruction of implemented air conditioning unit and subsequent reinstalling of the brand new unit, which would meet all the requirements. Both two variants will be in the beginning outlined in a form of pre-study, selected option will be later on processed as project documentation for construction. The winning solution will be designed in the way that will satisfy the criteria of hygiene, function, and economy. The next section of the text will be dedicated to the research regarding the topic of the physical nature of air humidity, of the transportation of humidity, dehumidification of the space, also. Last but not least, the heat recovery efficiency will be measured (in the form of thermal glycol tubes). The experiment provides evidence of the system's real-time performance.

KEYWORDS

Humidity Theory, Dehumidification, HX diagram, Operating Costs, Acquisition Costs, Direct Cooling, Heat Recovery, Glycol Circuit, Condensation, Acoustic Load

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE VŠKP

Bc. Jakub Voleš *Řízené odvlhčování v letním období*. Brno, 2018. 141 s., 3 s. příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 12. 1. 2018

Bc. Jakub Voleš
autor práce

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád vyjádřil své poděkování panu doc. Ing. Aleši Rubinovi, Ph.D. za jeho cenné rady při vedení mé diplomové práce. Rovněž bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Blasinskému, Ph.D. za jeho odborné konzultace během zpracovávání práce. Dále panu Ing. Danielu Martonovi, Ph.D. z Ústavu vodního hospodářství krajiny VUT v Brně za jeho vstřícnost a pomoc při získání potřebných klimatologických dat. V neposlední řadě děkuji mé rodině za jejich podporu.

OBSAH

ÚVOD	12
TEORETICKÁ ČÁST	13
1 ÚVOD	14
2 CHARAKTER VLHKÉHO VZDUCHU	15
2.1 FYZIKÁLNÍ PRINCIPY	15
2.2 INTERPRETACE VLHKOSTI VZDUCHU	17
2.3 ENTALPIE VLHKÉHO VZDUCHU A HX DIAGRAM	19
2.3.1 ENTALPIE VLHKÉHO VZDUCHU	19
2.3.2 HX DIAGRAM PODLE MOLLIERA	19
2.4 VYBRANÉ ÚPRAVY VZDUCHU - ODVLHČOVÁNÍ	21
2.4.1 ODVLHČOVÁNÍ PODCHLAZENÍM	21
2.4.2 ODVLHČOVÁNÍ ADSORPCÍ	22
2.4.3 ODVLHČOVÁNÍ ABSORPCÍ	23
2.4.4 ODVLHČOVÁNÍ PŘIMÍCHÁVÁNÍM SUŠŠÍHO VZDUCHU	24
2.5 STANOVENÍ VLHKOSTI VZDUCHU	26
2.5.1 STANOVENÍ VLHKOSTI VZDUCHU POMOCÍ <i>TEPLOTY ROSNÉHO BODU</i>	26
2.5.2 STANOVENÍ VLHKOSTI VZDUCHU POMOCÍ <i>TEPLOTY MOKRÉHO TEPLoměRU</i>	28
3 TRANSPORT VLHKOSTI VE VZDUCHU	29
3.1 DIFÚZE VODNÍCH PAR VE VZDUCHU	30
3.2 KONVEKTIVNÍ PŘENOS VLHKOSTI	31
3.3 PODOBNOSTNĚ-KRITERIÁLNÍ VZTAHY PRO PŘENOS HMOTY A PŘESTUP TEPLA	31
3.4 OVLIVNĚNÍ KONVEKTIVNÍHO PŘESTUPU TEPLA ODPAŘOVÁNÍM NEBO KONDENZACÍ	33
3.5 EVAPORACE Z VOLNÉ HLADINY	34
3.5.1 DODATEK K ANALYTICKÝM METODÁM:	35
3.5.2 DODATEK K EMPIRICKÝM ŘEŠENÍM:	36
4 PROBLÉMY SPJATÉ S NADMĚRNÝM MNOŽSTVÍM VLHKOSTI VE VNITŘNÍM PROSTŘEDÍ ..	37
4.1 DEGRADACE STAVEBNÍHO MATERIÁLU OBÁLKY BUDOVY	37
4.2 VLIV ZVÝŠENÉ VLHKOSTI NA ČLOVĚKA	39
4.2.1 VYSOKÁ VLHKOST A TERMOREGULACE ČLOVĚKA	39
4.2.2 VYSOKÁ VLHKOST A BIOPATOGENNÍ HROZBA	41
4.3 CITLIVOST PRODUKTŮ VÝROBY NA VZDUŠNOU VLHKOST	42
5 TECHNICKÉ PŘÍSTUPY K ODVLHČOVÁNÍ	43
5.1 KONDENZAČNÍ ODVLHČOVAČE	43
5.1.1 PRINCIP FUNGOVÁNÍ	43

5.1.2	TECHNICKÉ PROVEDENÍ.....	44
5.1.3	VÝHODY, NEVÝHODY, APLIKACE	46
5.2	ADSORPČNÍ ODVLHČOVAČE	46
5.2.1	PRINCIP FUNGOVÁNÍ.....	46
5.2.2	TECHNICKÉ PROVEDENÍ.....	47
5.2.3	VÝHODY, NEVÝHODY, APLIKACE	48
5.3	ABSORPČNÍ ODVLHČOVAČE	49
5.3.1	PRINCIP FUNGOVÁNÍ.....	49
5.3.2	TECHNICKÉ PROVEDENÍ.....	50
5.3.3	VÝHODY, NEVÝHODY, APLIKACE	50
5.4	JINÉ PŘÍSTUPY	51
5.4.1	SMĚŠOVÁNÍ SUCHÉHO A VLHKÉHO VZDUCHU.....	51
VÝPOČTOVÁ ČÁST.....		52
6	ANALÝZA OBJEKTU	53
6.1	DĚLENÍ NA FUNKČNÍ CELKY	54
6.2	TABULKA MÍSTNOSTÍ	54
7	VARIANTY ŘEŠENÍ A JEJICH POSOUZENÍ.....	55
7.1	PŘEDSTAVENÍ VARIANT.....	55
7.1.1	VARIANTA 1 – DOPLNĚNÍ DVOUOKRUHOVÉHO PŘÍMÉHO VÝPARNÍKU DO STÁVAJÍCÍ VZT JEDNOTKY	55
7.1.2	VARIANTA 2 – NOVÁ VZT JEDNOTKA.....	56
7.2	EKONOMICKÉ POSOUZENÍ VARIANT	58
7.2.1	KOMPARACE POŘIZOVACÍCH NÁKLADŮ OBOU VARIANT	58
7.2.2	KOMPARACE PROVOZNÍCH NÁKLADŮ OBOU VARIANT	58
7.2.3	SIMULACE TEPLOTNĚ-VLHKOSTNÍHO MIKROKLIMATU V PROSTORECH LABORATOŘÍ	62
7.2.4	SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ	74
7.2.5	PRO A PROTI JEDNOTLIVÝCH VARIANT	76
7.2.6	VYHODNOCENÍ	77
8	ROZPRACOVÁNÍ VARIANTY 1	78
8.1	ÚPRAVA ZAŘÍZENÍ Č. 2.01.....	78
8.2	NÁVRH TECHNICKÝCH KOMPONENT UPRAVENÉHO ZAŘÍZENÍ Č. 2.01.....	79
8.2.1	NÁVRH PŘÍVODNÍHO VENTILÁTORU.....	79
8.2.2	NÁVRH FREKVENČNÍHO MĚNIČE	81
8.2.3	ODHAD DOSAVADNÍ FUNKČNOSTI STÁVAJÍCÍHO VODNÍHO CHLADIČE.....	84
8.2.4	NÁVRH ELEKTRICKÉHO DOHŘÍVAČE	85
8.2.5	NÁVRH PŘÍMÉHO CHLAZENÍ	86
8.3	POSOUZENÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT PŘÍVODNÍHO A SACÍHO POTRUBÍ.....	92
8.4	POSOUZENÍ AKUSTICKÉ ZÁTĚŽE V PROSTORECH LABORATOŘÍ.....	94
PROJEKTOVÁ ČÁST.....		102
9	TECHNICKÁ ZPRÁVA.....	103

9.1	IDENTIFIKAČNÍ ÚDAJE	103
9.2	ÚVOD	103
9.3	POPIS TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ	103
9.4	POPIS TECHNICKÝCH STANDARDŮ	104
9.4.1	VENTILÁTOR:.....	104
9.4.2	ŘEMENOVÝ PŘEVOD VENTILÁTORU:.....	105
9.4.3	FREKVENČNÍ MĚNIČ:	105
9.4.4	VÝPARNÍK:	105
9.4.5	VLASTNOSTI NOVĚ DODANÉHO OPLÁŠTĚNÍ DLE ČSN EN 1886* - VĚTRÁNÍ BUDOV - POTRUBNÍ PRVKY - MECHANICKÉ VLASTNOSTI:	105
9.4.6	KONDEZAČNÍ JEDNOTKY:	106
9.5	NÁROKY NA ENERGIE	106
9.6	MĚŘENÍ A REGULACE, PROTIMRAZOVÁ OCHRANA	106
9.7	NÁROKY NA SOUVISEJÍCÍ PROFESE.....	107
9.7.1	STAVEBNÍ ÚPRAVY:.....	107
9.7.2	SILNOPROUD:.....	107
9.7.3	ÚT A ROZVODY CHLADU:	107
9.7.4	ZTI:.....	107
	EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST	109
10	ÚVOD	110
10.1	POUŽITÁ MĚŘIDLA A ZAŘÍZENÍ.....	110
10.2	PODMÍNKY MĚŘENÍ	113
10.2.1	KLIMATICKÉ PODMÍNKY	113
10.2.2	PARAMETRY MĚŘENÉHO PROSTORU:	116
10.2.3	PARAMETRY ZAŘÍZENÍ ZZT	116
10.3	PROSTOROVÁ KOORDINACE (FOTODOKUMENTACE).....	119
10.4	DOBA MĚŘENÍ.....	122
10.5	VÝSLEDKY MĚŘENÍ	123
10.6	ZÁVĚR.....	131
11	ZÁVĚR.....	133
12	BIBLIOGRAFIE.....	135
	SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK, GRAFŮ A ROVNIC.....	137
	OBRÁZKY.....	137
	TABULKY	138
	GRAFY	139
	ROVNICE	140
	SEZNAM PŘÍLOH	141

ÚVOD

V prvním oddíle diplomové práce – Teoretické části – je mou snahou obeznámit se s fyzikálními ději probíhajícími ve vlhkém vzduchu. Naučit se, jak interpretovat vlhkost ve vzduchu a osvojit si, jak správně provádět a zaznamenávat úpravy vzduchu.

Vlivem postupného oteplování atmosféry dochází k nárůstu objemu absolutní vlhkosti ve vzduchu. Tento jev se stává problematickým zejména pro provoz, ve kterých je vyžadována modulace vnitřního stavu vzduchu ve velmi úzce definovaných dovolených hysterezích. Takovým případem je i mnou řešený čistý prostor, kterým se zabývám ve Výpočtové části.

Jedná se o laboratoř, jejímž cílem je výroba velice sofistikované mikroelektroniky, která je svým charakterem velice náchylná na obsah vzdušné vlhkosti (z hlediska dilatace, koroze, atd.). Provozovatelé těchto prostor vznesli požadavek na instalaci technických opatření, jež budou mít schopnost stabilizovat vnitřní podmínky na požadovaný standard.

Mnou navržený přístup je včlenit do stávající vzduchotechnické jednotky nový segment s přídavnými přímými výparníky, do exteriérového prostoru vhodně situovat nadimenzovaná kondenzační zařízení, doplnit sestavu o segment s dohřívačem, kompenzovat zvýšenou tlakovou ztrátu výkonnějším přívodním ventilátorem a v neposlední řadě posoudit nárůst akustické zátěže, popřípadě navrhnout vhodné akustické tlumiče hluku.

Tato varianta bude ekonomicky i technicky porovnána s variantou kompletního nahrazení stávajícího zařízení novým, které již bude splňovat všechny požadované parametry.

Navržené řešení bude doplněno o technickou zprávu, o schémata nového řešení, o výkresy úprav ve stávajícím systému, apod. Těmito všemi atributy bude vybavena Projektová část diplomové práce.

Předmětem zkoumání v rámci Experimentální části je chování účinnosti zpětného získávání tepla (ZZT) – tzv. tepelných trubic - v průběhu jednoho týdne přechodového období. Z objektivních důvodů nebylo možné provádět měření v řešeném objektu, byl proto vybrán prostor s ekvivalentními požadavky na stálost a kvalitu vnitřního prostředí – kliniku plastické chirurgie.

Do vybraných segmentů tamní vzduchotechnické jednotky byly umístěny tzv. černé skříňky (správně dataloggery), které svou konstrukcí umožňují sběr a uchovávání dat aktuálních teplot a relativních vlhkostí dle definované frekvence zálohování. Výsledná data byla zpracována do podoby grafů s vysvětlujícím průvodním textem.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

TEORETICKÁ ČÁST

CHARAKTER VLHKÉHO VZDUCHU

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Voleš

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

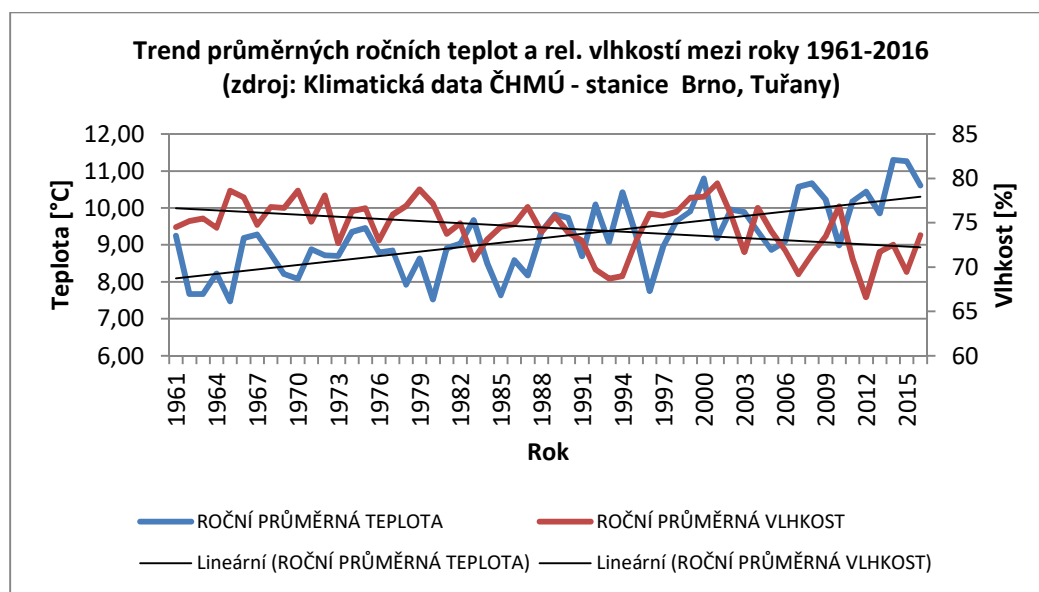
doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2018

1 ÚVOD

V poslední době je lidstvo svědky poměrně razantních projevů překotných a mnohdy devastujících změn zemského klimatu. Přestože odborná veřejnost stále hledá konsensus na tom, co je původcem tohoto jevu (ať už stále se zvyšující koncentrace vybraných skleníkových plynů způsobujících tzv. Skleníkový efekt vlivem lidské činnosti, či možná přirozený projev cyklických změn v průběhu „života Země“), je jisté, že pokračování těchto abnormalit bude významným způsobem ovlivňovat fungování lidské společnosti i jejích výtvarků. Exemplárním příkladem technického systému, který se již potýká a bude stále více potýkat s proměnami zemské atmosféry, je vzduchotechnika. Kontrola vzdušné vlhkosti ve vnitřním prostředí v provozech s úzkými dovolenými tolerancemi (např. čisté prostory) nabývá stále většího významu.

Jak ukazují klimatologické analýzy a prognózy, budou se průměrné teploty v exteriéru v nejbližším období postupně navyšovat. Vzrůst venkovních teplot je úzce spjat s doprovodnými jevy, jako jsou navýšení odparu z vodní hladiny vodních ploch, navýšení odparu z vegetace, atd. Souhra vyšších teplot a konzistentních relativních vlhkostí vede ke zvýšení množství absolutní vzdušné vlhkosti ve venkovním vzduchu.



Graf 1: Trend průměrných ročních teplot a relativních vlhkostí roky 1961-2016

Jakákoliv změna stavu vzduchu v exteriéru vyvolá nutnou reakci vzduchotechnického zařízení a to takovou, aby se interiérové podmínky ideálně nezměnily vůbec nebo jen v přijatelných mezích.

Zabezpečit technickými prostředky adekvátní reakci systému vyžaduje výborné zvládnutí teoretické podstaty chování vlhkého vzduchu. To obnáší porozumění fyzikální podstatě vlhkosti ve vzduchu (Daltonův zákon), porozumění formám transportu vzdušné vlhkosti (Fickovy zákony) a v neposlední řadě také porozumění způsobům, jak zvýšená vlhkost v atmosféře škodí.

2 CHARAKTER VLHKÉHO VZDUCHU

Vzduch v atmosféře je heterogenní soustavou. Obsahuje dvě majoritní složky, a to suchý vzduch a vodní páru. Voda může být v soustavě přítomná i ve formě mlhy nebo jinovatky (zmrzlé mlhy). Pro potřeby technických výpočtů je přijatelné považovat vzduch za ideální plyn, pro nějž byl sestaven Daltonův zákon a stavová rovnice ve zjednodušeném tvaru. [1]

2.1 Fyzikální principy

- Znění Daltonova zákona pro ideální plyn:

(1)

$$p = p_a + p_d$$

p ...celkový tlak vzduchu [Pa]

p_a ...parciální tlak suché složky

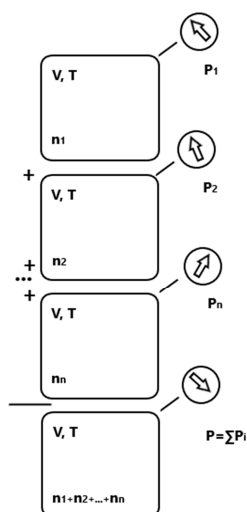
p_d ...parciální tlak vodních par ve vzduchu

- Sumace parciálních tlaků složek suchého vzduchu:

(2)

$$p_a = \sum p_{a,i}$$

$p_{a,i}$...složky suchého vzduchu



Obrázek 1: Schematické pojetí Daltonova zákona parciálních tlaků

- Obecný tvar stavové rovnice:

(3)

$$p = \frac{R}{m_m} \rho T$$

R...plynová konstanta pro obecný plyn [J/kmol.K]

m_m ...střední molekulová hmotnost [kg/mol]

ρ ...hustota [kg/m³]

T...absolutní teplota [K]

- Vztah pro výpočet střední molekulové hmotnosti suchého vzduchu:

(4)

$$m_m = \frac{1}{\sum \left(\frac{M_i}{m_i} \right)}$$

M_i ...hmotnosti složek v 1 kg směsi [kg/kg]

Hodnota m_m pro suchý vzduch činí 28,97.

- Je zvykem, u technických aplikací, používat plynovou konstantu, vztaženou na 1 kg hmotnosti. Pro suchý vzduch platí:

(5)

$$r_a = \frac{R}{m_m} = \frac{8315}{28,97} = 287,02 \text{ [J/kg.k]}$$

Pro vodní páru platí:

(6)

$$r_d = 461,5 \text{ [J/kg.k]}$$

- Hustota vlhkého vzduchu je sumou:

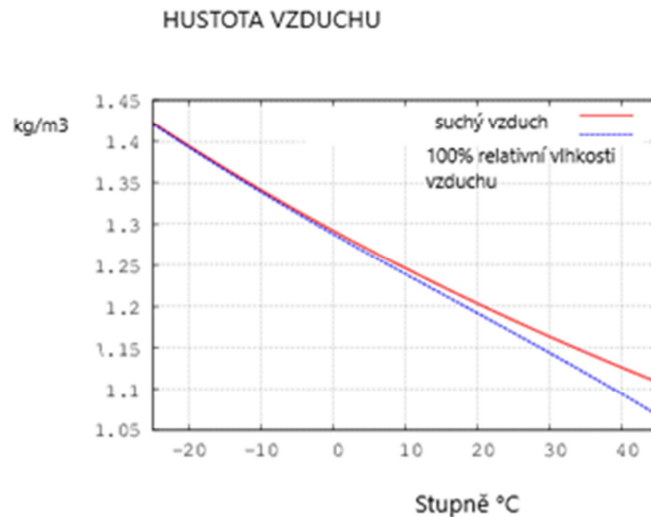
(7)

$$\rho = \rho_a + \rho_d = \frac{1,317 \cdot 10^{-3}}{T} (2,56p - \varphi p_d) = \rho_{a,p} - \frac{1,317 - 10^{-3} p_d}{T} \rho$$

$1,317 \cdot 10^{-3} p_d T$...rozdíl hustoty suchého a nasyceného vzduchu

φ ...relativní vlhkost vzduchu

$\rho_{a,p}$...hustota suchého vzduchu při celkovém tlaku p



Graf 2: Závislost hustoty vlhkého a suchého vzduchu na teplotě

- Je možné upravit tvar vztahu následujícím způsobem:

(8)

$$\rho = \frac{1}{287T} (p - 0,378\phi p_d'') = \frac{1}{287T} (p - 3/8\phi p_d'')$$

(9)

$$\rho = \frac{p}{461,5T} \cdot \frac{1+x}{0,622+x}$$

x...měrná vlhkost vzduchu [kg/kg]

[1]

2.2 Interpretace vlhkosti vzduchu

Vzdušnou vlhkost je možné popsat několika způsoby (veličinami). Nejdůležitějšími zástupci jsou tyto:

- *Absolutní vlhkost vzduchu* [kg/m³] $a=p_d$, kterou lze přeneseně chápat jakožto hustotu vodních par ve vzduchu.
- *Parciální tlak vodních par ve vzduchu* p_d [Pa], jenž je analyticky možné vyjádřit pomocí psychrometrické rovnice. Vstupními hodnotami do výpočtu jsou teploty suchého a vlhkého teploměru.

(10)

$$p_d = p_{dm}'' - Ap(t - t_m)$$

p_{dm}'' ...tlak sytých vodních par při teplotě zvlhčeného teploměru [Pa]

A...psychrometrický součinitel[-]

t ...teplota suchého teploměru [°C]

t_m ...teplota mokrého teploměru [°C]

- *Relativní vlhkost vzduchu φ* je často uváděna v procentech a vyjadřuje míru nasycení vzduchu vlhkostí.

(11)

$$\varphi = \frac{\rho_d}{\rho_d''}$$

- *Měrná vlhkost vzduchu x [kg/kg]* vyjadřuje tíhu vodních par obsažených v 1 kg suchého vzduchu.

(12)

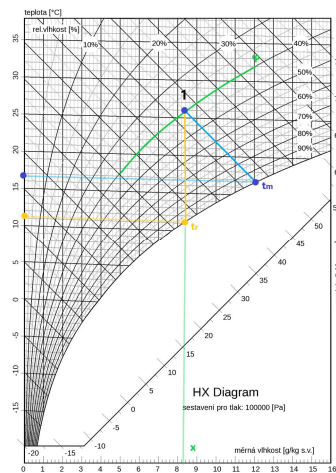
$$x = 0,622 \frac{p_d}{p - p_d} = 0,622 \frac{\varphi p_d''}{p - \varphi p_d''}$$

po úpravě

(13)(14)

$$\varphi = \frac{p}{p_d} \frac{x}{0,622+x}; p_d = p \frac{x}{x+0,622}$$

- *Teplota rosného bodu t_r [°C]* nám říká, že pokud bude vzduch o určitých parametrech ochlazován vodními parami, dojde k nasycení. Pokračující ochlazování vede ke kondenzaci vzdušné vlhkosti.
- *Teplota mokrého teploměru t_m* specifikuje teplotu, při níž tepelná energie potřebná k odpaření vody z mokrého povrchu je dodávána ze vzduchu. Nejedná se o plně specifikovanou veličinu, neboť je ovlivňována podmínkami přenosu tepla a vlhkosti a tepelným sáláním. [1]



Obrázek 2: Mollierův H-X Diagram se znázorněním teploty rosného bodu t_r , teploty mokrého teploměru t_m , relativní vlhkosti vzduchu φ , měrné vlhkosti x obecného stavu vzduchu 1

2.3 Entalpie vlhkého vzduchu a HX diagram

Provádíme-li kalkulace s vlhkým vzduchem, je výhodné k problému přistupovat jako výpočet soustavy suchého vzduchu (např. 1 kg s.v.), jehož hmotnost se v průběhu změn nemění, s proměnlivou složkou vodních par (x kg). S hmotností soustavy $(1+x)$ se váže i entalpie (vnitřní energie) h . [2]

2.3.1 Entalpie vlhkého vzduchu

Za uspokojivě přesný vztah pro výpočet entalpie vlhkého vzduchu h je možné považovat výraz:

(15)

$$h = h_x + xh_d = 1,01t + (2500 + 1,84t)x \text{ [kJ/kg s.v.]}$$

Byly uvažovány tyto vstupní hodnoty:

$1,01=c_a$...měrná tepelná kapacita suchého vzduchu [kJ/(kg.k)]

$1,84=c_d$...měrná tepelná kapacita vodní páry [kJ/(kg.k)]

$2500=l_0$...výparné teplo vody při teplotě 0°C [kJ/kg]

Značné urychlení výpočtů, možnost alternace výpočtů a vizuální přehlednost nabízí značení úprav vzduchu do diagramů vlhkého vzduchu. V mezinárodní literatuře je možné setkat se se dvěma nejčastějšími provedeními grafů: h - x diagram podle Molliera, běžně používaný v českém prostředí a tzv. psychrometrický diagram, užívaný primárně v anglosaském světě (v tomto textu nebude dále popisován). [1]

2.3.2 HX diagram podle Molliera

Bází diagramu je kosoúhlá souřadnicová síť h - x , do níž jsou vpraveny ostatní veličiny, t , φ a další. Volba úhlu souřadnic 135° je vhodná z hlediska dobré čitelnosti. V případě pravoúhlé souřadnicové sítě udává směr poměr změn $dy/dx=tg\alpha$. Obdobně se u kosoúhlého promítání užívá tzv. *směrového měřítka* $\delta=\Delta h/\Delta x$. [1]

Konstrukce se provádí následujícím způsobem: 1. se určí modul α pro vynášení souřadnicové sítě x a úhel γ mezi souřadnicemi (135°). 2. se stanoví modul β pro síť izoentalp.

Izotermy jsou vedeny rovnicí (15); $t=k_{\text{onst}}$ pro řešenou izotermu.

Křivky konstantní relativní vlhkosti φ spolu s křivkou nasycení $\varphi=1$ jsou vedeny rovnicí (12). K zobrazení těchto křivek je nutné užít závislosti $p''_d = f(t)$, čemuž napomáhá počítačová algoritmizace. Jako dostatečně přesné, a tedy i použitelné, se ukázaly tyto vztahy:

(16)

$$\ln p''_d = 28,926 - \frac{6148}{273,1 + t}$$

pro interval teplot -20 až 0°C (chyba výpočtu je menší než 1 ‰)

(17)

$$\ln p_d'' = 23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t}$$

pro interval teplot 0 až 80 °C (chyba výpočtu je menší než 1 ‰)

Závislost tlaku sytých vodních par nad vodou a ledem je odlišná, což má za následek drobný zlom křivky izotermy pro 0°C.

Rovnice (12) obsahuje také prvek p jako celkový tlak vzduchu. Jeho hodnota se mění v závislosti na nadmořské výšce dle vztahu:

(18)

$$p = 101,4 \frac{1600-h}{1600+h} \text{ [kPa]}$$

h ...výška nad hladinou moře [m]

V grafu je dále vyznačena závislost p_d na x , a to pomocí křivky nebo stupnice ve spodní části.

V předešlém textu byl již zmíněn pojem *směrové měřítko* δ . Byl také definován vztah $\delta = \Delta h / \Delta x = dh/dx$, který popisuje změnu entalpie ku změně měrné vlhkosti. Rozměr je totožný jako rozměr entalpie [kJ/kg s.v.]. Jsou-li známy zdroje vlhkosti M a zdroje tepla Q je možné použít vyjádření $\delta = Q/M$.

V anglosaské literatuře je často používána modifikace znázornění směru úpravy vzduchu. Je známa pod názvem *faktor citelného tepla* ϑ .

(19)

$$\vartheta = \frac{Q_c}{Q_c + Q_v} = \frac{c_a \Delta t}{\Delta h} = \frac{1}{\varepsilon}$$

Q_c ... produkované citelné teplo [W]

Q_v ... produkované vázané teplo [W]

ϑ ... poměr toku citelného tepla na celkovém přenášeném tepelném toku

ε ...přenos vlhkosti

Je možné určit přibližný vztah mezi ϑ a δ :

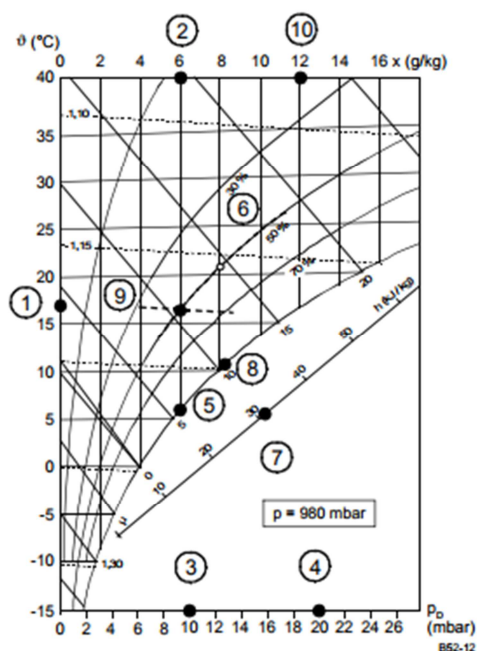
(20)

$$\vartheta = 1 - \frac{l_0}{\delta} = 1 - \frac{2,5 \cdot 10^6}{\delta}$$

Konstrukce diagramu nabízí odezírat *teplotu rosného bodu* a *teplotu adiabatického chlazení* (přibližně teplotu mokrého teploměru).

Teplotu rosného bodu je možné identifikovat na průsečíku příslušné křivky x a křivky $\varphi=1$.

Teploty mokrého teploměru lze docílit prostým rozprašováním vody do vzduchu. Přibližně ji můžeme určit na průsečíku izoentalpy a křivky nasycení. [1]



č.	Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
1	Teplota (suchého teploměru)	ϑ_L	17	$^{\circ}\text{C}$
2	Absolutní vlhkost	x	6,2	g/kg
3	Parciální tlak vodní páry	p_b	1,0	kPa
4	Tlak nasycených par	p_s	2,0	kPa
5	Teplota rosného bodu	ϑ_s	7	$^{\circ}\text{C}$
6	Relativní vlhkost	φ	50	% rH
7	Entalpie	h	33,0	kJ/kg
8	Teplota mokrého teploměru	ϑ_F	11,5	$^{\circ}\text{C}$
9	Hustota	ρ	1,175	kg/m^3
10	Absolutní vlhkost v nasyceném stavu	x	12,4	g/kg

Graf 3: Stavové veličiny vzduchu, které lze odečíst z H-X diagramu [3]

2.4 Vybrané úpravy vzduchu - odvlhčování

Problematika úpravy vzduchu je velice obsáhlá kapitola nauky o vlhkém vzduchu - psychrometrie. V následujícím textu bude z důvodů konkretizace podrobněji nahlédnuto do podkapitoly – mechanismus odvlhčování vzduchu.

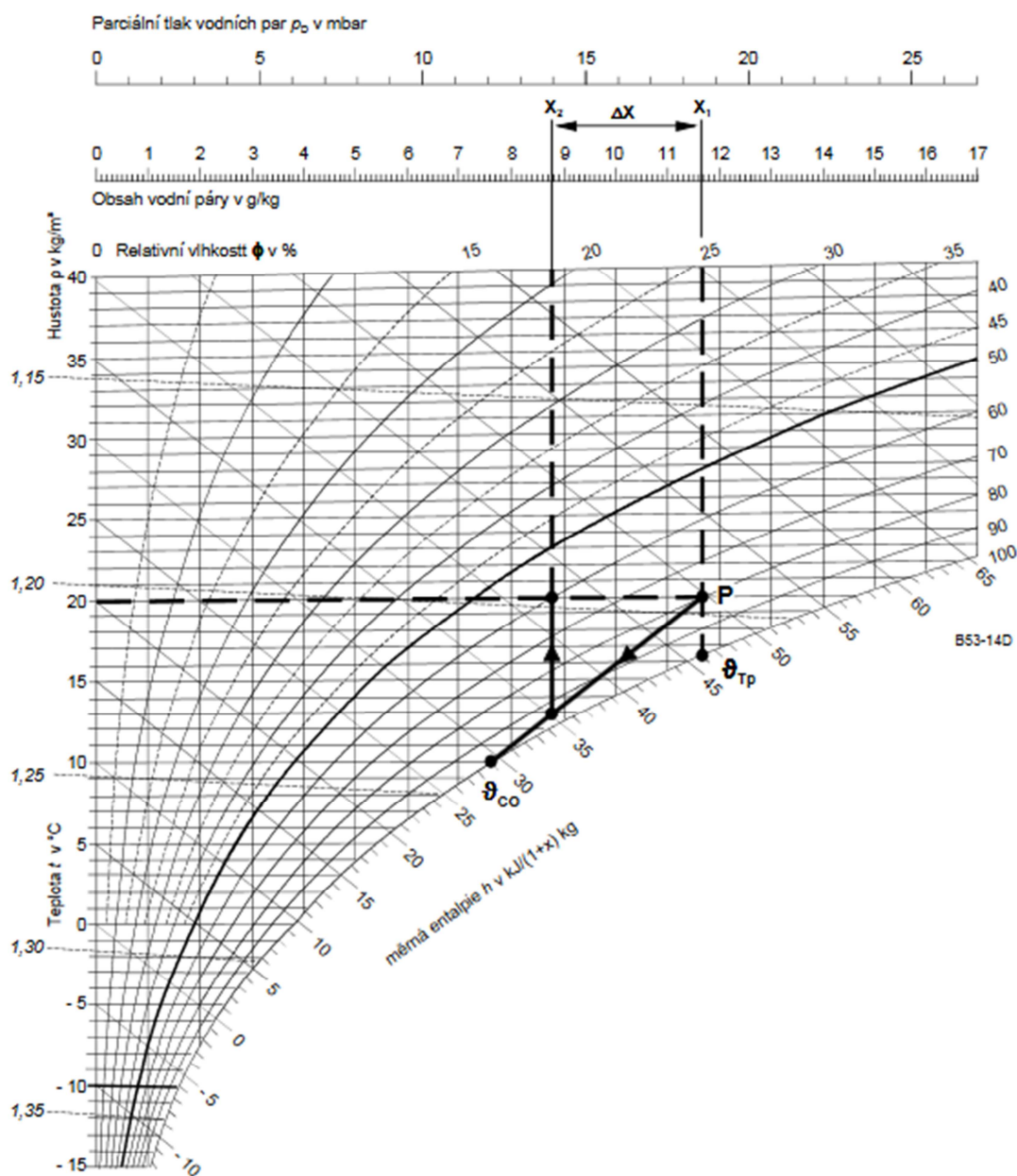
Pojmem odvlhčování (vysoušení) je fakticky myšleno snižování podílu absolutního množství vlhkosti ve vzduchu. Tento proces je možné uskutečnit několika způsoby:

- Ochlazení vzduchu pod mez kondenzace (metoda podchlazení)
- Pohlcování vody adsorpčními látkami (adsorpční metoda)
- Přimíchávání suššího vzduchu. [3]

2.4.1 Odvlhčování podchlazením

Upravovaný vzduch, obsahující nadměrné množství vodní páry, je uveden v kontakt s plochou o nižší povrchové teplotě, než je teplota rosného bodu výchozího stavu vzduchu. Následně dochází ke kondenzaci části vodních par, odvedení kondenzátu a objektivnímu snížení obsahu vodní páry v celém objemu.

O množství kondenzátu a tedy i o účinnosti metody rozhoduje míra přivedeného chladicího výkonu. Měrná vlhkost vzduchu klesne o hodnotu Δx , relativní vlhkost vzduchu φ naopak narůstá. Při této variantě odvlhčování vždy dochází k podchlazování vzduchu, což vede k potřebě následného dohřátí. Pozitivním doprovodným jevem je snížení relativní vlhkosti, negativním však poměrně vysoká energetická náročnost a s tím spojené vyšší provozní náklady. [3]



Obr. 3-14 Odvlhčování vzduchu podchlazením

Obrázek 3: Odvlhčování vzduchu pomocí podchlazení – úprava v H-X diagramu [3]

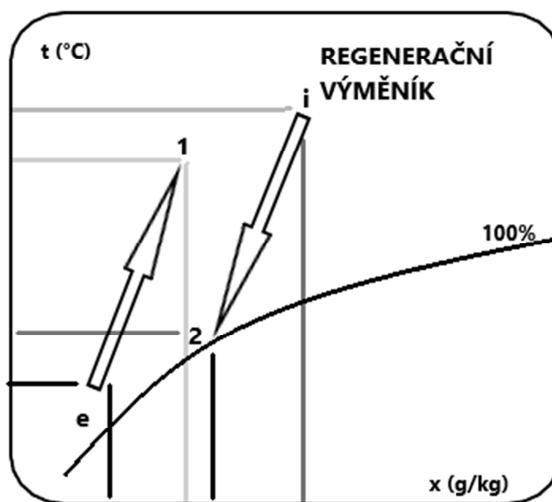
2.4.2 Odvlhčování adsorpcí

Tato metoda je postavena na kolizi vzdušného proudu s hygroskopickými látkami, jež jsou díky chemicko-fyzikálnímu složení schopny navazovat molekulární vodu.

V praxi se nejběžněji používá látky s obchodním názvem „silikagel“ (křemičitý gel). Zvláštností silikagelu je jeho poměrně velký reakční povrch (1 gram látky dosahuje povrchu mezi 300 až 500 m²), který umožňuje značnou kondenzaci. V průběhu reakce dochází k uvolňování reakčního tepla, jehož následkem teplota vzduchu narůstá. Doprovodným efektem úpravy je snižování jak absolutní vlhkosti, tak také vlhkosti relativní.

Dojde-li po určité době k nasycení gelu, tedy ke stavu, kdy už není schopen přijímat další vzdušnou vlhkost, je možné jej ohřátím na 150-200 °C (např. pomocí horkého vzduchu) opětovně zbavit oné vlhkosti, tzv. jej regenerovat.

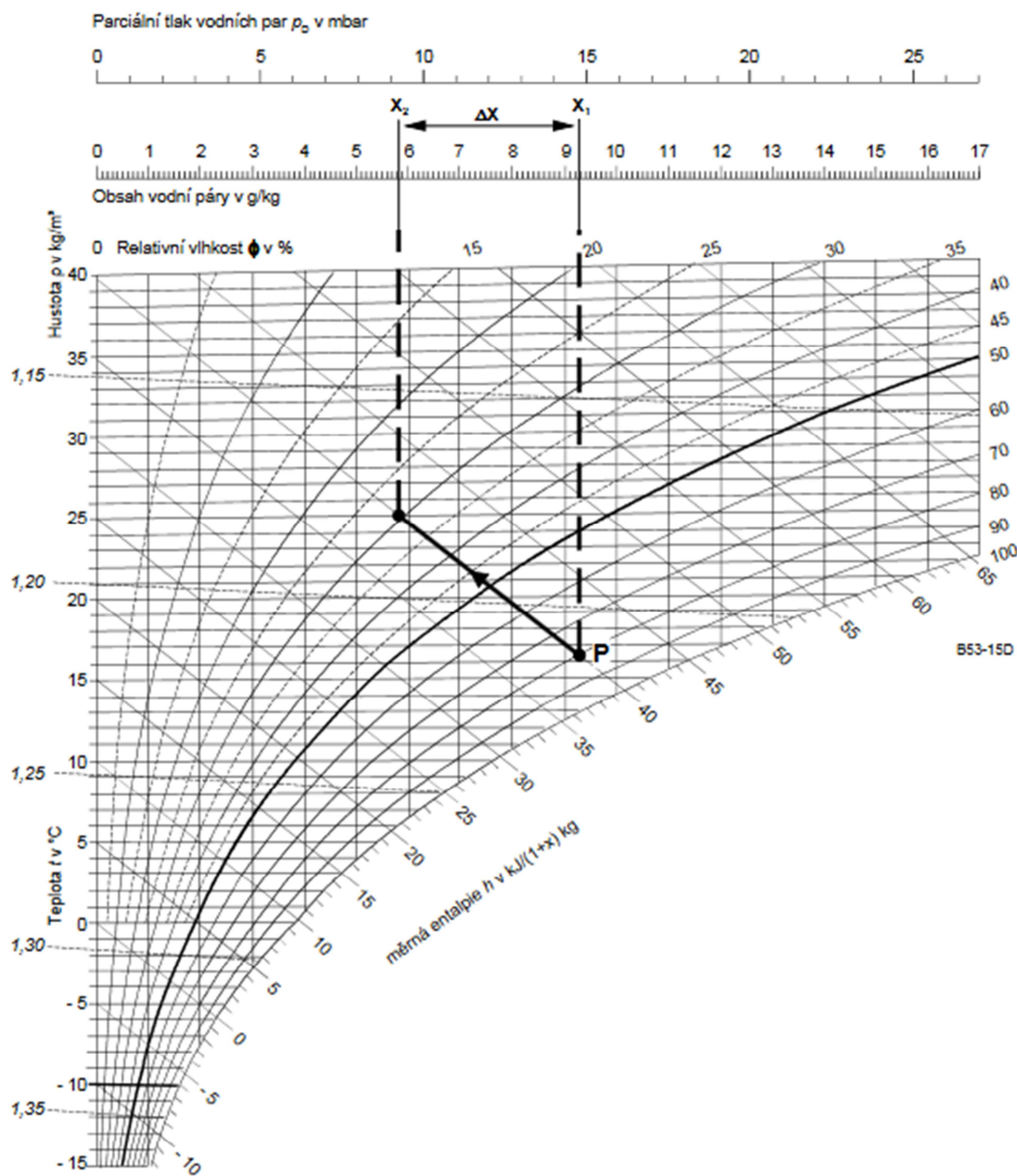
V průběhu procesu nedochází k vnitřním energetickým změnám ve vzduchu, jedná se tedy o děj adiabatický, izoentalpický. [3]



Obrázek 4: Odvlhčování vzduchu pomocí adsorpce – úprava v H-X diagramu

2.4.3 Odvlhčování absorpcí

Jsou-li určité typy solí rozpuštěny ve vodě, projeví se jejich schopnost snižovat napětí par nad hladinou roztoku. Poklesem tohoto napětí dochází ke kondenzaci vzdušné vlhkosti, aniž by bylo dosaženo rosného bodu. Rozdíl teploty vzduchu při kondenzaci a teploty rosného bodu může být poměrně značný. Soli vybraných vlastností jsou např. LiCl, CaCl, NaCl. Odvlhčování absorpcí dosahuje vysoké účinnosti (až 2g/kg s.v.). [4]



Obr. 3-15 Vysoušení vzduchu absorpcí

Obrázek 5: Odvlhčování vzduchu pomocí absorpce – úprava v H-X diagramu [3]

2.4.4 Odvlhčování přimícháváním suššího vzduchu

Analytickým vyjádřením míchání dvou a více vzduchů o různých parametrech je tzv. směšovací rovnice.

Transformované vyjádření rovnice z hlediska výsledné teploty směsi vypadá následovně:

(21)

$$\theta_m = \theta_1(V_1 + V_2)V_2/(V_1 + V_2) [^{\circ}\text{C}]$$

θ_m ... výsledná teplota směsi [$^{\circ}\text{C}$]

θ_1 .. .teplota 1. proudu vzduchu [°C]
 θ_2 .. .teplota 2. proudu vzduchu [°C]
 V_1 .. .objemový průtok 1. proudu vzduchu [m³/hod]
 V_2 .. .objemový průtok 2. proudu vzduchu [m³/hod]

Analogické vyjádření je možné uskutečnit i z hlediska výsledné absolutní vlhkosti směsi, které vypadá následovně:

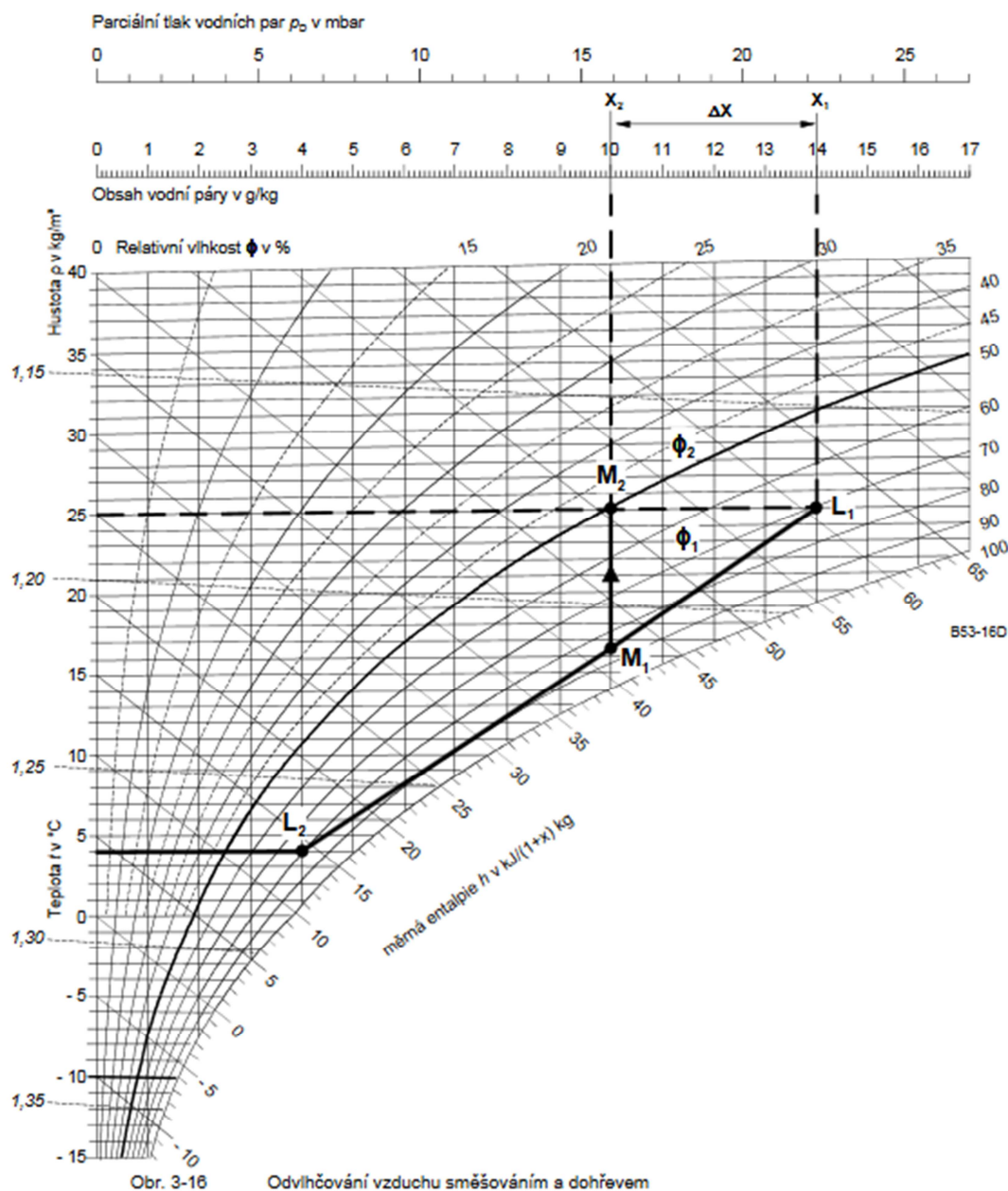
(22)

$$x_m = x_1(V_1 + V_2)V_2/(V_1 + V_2) \text{ [kg/kg]}$$

x_m ... výsledná absolutní vlhkost směsi [kg/kg]
 x_1 .. absolutní vlhkost 1. proudu vzduchu [kg]
 x_2 .. absolutní vlhkost 2. proudu vzduchu [kg]
 V_1 .. .objemový průtok 1. proudu vzduchu [m³/hod]
 V_2 .. .objemový průtok 2. proudu vzduchu [m³/hod]

Nastane-li situace, kdy výsledná teplota vzduchu je nižší než teplota požadovaná, je nezbytné směs ohřát. Po opatření je dosaženo kýženého výsledku – vzduch o požadované teplotě, relativní vlhkosti; zbaven přebytečné absolutní vlhkosti.

Tato metoda je energeticky nejpříjemnější variantou, avšak není vhodná pro provozy, kde je nevhodné či nepřijatelné, aby došlo k přímému kontaktu dvou proudů z hlediska mikrobiálního, oděrového, atd. Častou aplikací této varianty jsou například bazénové haly. [3]



Obrázek 6: Odvlhčování vzduchu pomocí absorpce – úprava v H-X diagramu [3]

2.5 Stanovení vlhkosti vzduchu

Významné dvě veličiny, napomáhající ke stanovení vlhkosti vzduchu, jsou již dříve zmiňované – teplota rosného bodu, teplota mokrého teploměru. V následujícím textu se podrobněji podíváme na jejich funkci. [1]

2.5.1 Stanovení vlhkosti vzduchu pomocí teploty rosného bodu

Teplota rosného bodu, jak již bylo zmiňováno, je teplota, při které dojde k nasycení vzduchu vodními parami, pokud ji budeme ochlazovat tzv. „suchým chlazením“. Při dosažení této teploty dojde k orosování odmaštěného rovinného povrchu. [1]

Kondenzace na povrchu je však fyzikálně velmi komplikovaný jev, který je značně závislý na mikrostruktuře orosovaného materiálu. Podobně sledování počátku kondenzace je dosti složité a k jeho sledování je nutné aplikovat optické nebo elektrické fyzikální pozorovací metody [1].

Pokud je známa teplota rosného bodu, řídí se relativní vlhkost následujícím vztahem:

(23)

$$\varphi = \frac{p_{dr}''}{p_d''}$$

Pokud je jako vstupní podmínka znám tlak vodních par ve vzduchu, je možné určit teplotu rosného bodu následujícím způsobem:

pro $t_r > 0$:

(24)

$$t_r = 4044,2 / (23,58 - \ln p_d) - 235,6$$

pro $t_r < 0$:

(25)

$$t_r = 6148 / (28,926 - \ln p_d) - 273,1$$

p_{dr}'' ... tlak sytých vodních par při teplotě rosného bodu [Pa]

p_d'' ... tlak sytých vodních par při teplotě vzduchu [Pa]

Aplikací vztahu (17) lze dospět k adaptaci rovnice:

(26)

$$\varphi = \exp \left[4044,2 \left(\frac{1}{235,6 + t} - \frac{1}{235,6 + t_r} \right) \right]$$

Zajímavým a názorným příkladem užití předcházejících fyzikálních vztahů je následující úloha.

Příklad. Vzduchotechnickým potrubím (800x800 mm) je veden vzduch o rychlosti 6 ms^{-1} . Část trasy potrubí prochází přes venkovní prostor, kde je v zimě možno uvažovat až $t_e = -20^\circ\text{C}$. Teplota vedeného vzduchu je 25°C , relativní vlhkost je 50%. Otázkou je, jaká bude potřebná tloušťka tepelné izolace ($\lambda = 0,06 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$), aby nedošlo ke kondenzaci na vnitřním povrchu potrubí. Součinitel přestupu tepla na venkovním povrchu je uvažován $\alpha_e = 26 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Prvním krokem je určení součinitele přestupu tepla α_i na vnitřním povrchu trubky:

(27)

$$Nu = 0,023Pr^{0,4}Re^{0,8} = 0,023 \cdot 0,727^{0,4} \cdot \left(\frac{6,0,8}{15,32 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} = 504,8$$

Nu ... Nusseltovo číslo

Re ... Reynoldsovo číslo

Pr ... Prandtlovo číslo

$$\alpha_i = 504,8 \frac{\lambda}{d} = 504,8 \frac{2,52 \cdot 10^{-2}}{0,8} = 15,9 \text{ [W.m}^{-2}\text{K]}$$

(28)

Teplota rosného bodu v potrubí je dle (25):

(29)

$$t_r = \left(\frac{1}{235,6 + t} - \frac{\ln \varphi}{4044,2}\right)^{-1} - 235,6 = 13,9^\circ\text{C}$$

Abychom byli pojištěni, že ke kondenzaci s jistotou nedojde, určíme teplotu rosného bodu o 1 K vyšší, tedy 14,9°C. Jelikož je tepelná vodivost oceli řádově větší, než je tepelná vodivost vzduchu, a tedy i tepelný odpor stěny trubky je velice malý a můžeme si ho v rámci malé chyby výpočtu dovolit zanedbat. Další zjednodušení je možné z hlediska geometrie. Rozměr trouby je vzhledem k tloušťce izolace mnohem větší, je tedy možno uvažovat troubu jako rovinnou stěnu. Dále pak tedy: [1]

$$q = \alpha_i(t_i - t_p) = k(t_i - t_e)$$

(30)

$$15,9 \cdot (25 - 14,9) = \frac{25 + 20}{\frac{1}{15,9} + \frac{s}{0,06} + \frac{1}{23}}, s = 0,01\text{m}$$

Tepelná izolace tedy musí mít tloušťku min. **10 cm**.

Teplotu rosného bodu či relativní vlhkost se stanoví pomocí h-x diagramu. Relativní vlhkost absolutně nezávisí na celkovém tlaku vzduchu, nedopustíme se tedy chyby, pokud budeme pracovat s h-x diagramem pro jakoukoliv variaci tlaků vzduchu. [1]

2.5.2 Stanovení vlhkosti vzduchu pomocí teploty mokrého teploměru

Provede-li se experiment následujícím způsobem, je pozorovatelný zajímavý fyzikální průběh.

Baňka teploměru je obalena do kusu navlhčeného textilu. Poté nastane proces odpařování vody zpočátku nestacionárně, později časově ustáleně. Dojde tedy k rovnovážnému stavu, při němž je všechna tepelná energie dotována z vnějšího prostředí prostřednictvím sálání a konvekce. Sálání nekontrolovatelně ovlivňuje teplotní chování baňky, je tedy nutné jej v rámci validity výsledků experimentu co nejvíce omezit. To je možné několika opatřeními: [1]

- stimuluje se vliv konvekce pomocí navyšování rychlosti proudění okolního vzduchu a zmenší se rozměry čidla
- čidlo je obklopeno reflexními prvky, aby došlo k odstínění sálavého účinku okolních ploch

Experiment se vyhodnotí pomocí tzv. *Sprungova vzorce* (adaptace psychrometrické rovnice):

(31)

$$p_d = p_{dm}'' - Ap(t - t_m)$$

p_d ... tlak vzdušných vodních par [Pa]

p_{dm}'' ... tlak sytých vodních par při teplotě mokrého teploměru [Pa]

p ... tlak vzduchu [Pa]

$(t - t_m)$... rozdíl teplot suchého a zvlhčeného teploměru [°C]

A je tzv. *psychrometrický součinitel*. Jeho hodnota je do teploty $t_m \leq 30^\circ\text{C}$ prakticky konstantní, při překročení této teploty dochází k výraznému poklesu. Obvyklou hodnotou uvažovanou při tabeláži je $A = 662 \cdot 10^{-6}$. V případě teplot blížících se k nule je vhodné používat $A = 570 \cdot 10^{-6}$. [1]

Vlhkost je poté možno opět stanovit pomocí h - x diagramu. Směrové měřítko je v reálných úpravách dáno vztahem $\delta = c_w \cdot t_m$. Připustíme-li drobnou chybu výpočtu, je akceptovatelné uvažovat $\delta \approx 0$. [1]

Častým úkolem ve vzduchotechnických aplikacích je stanovit $(t - t_m)$, jakožto přibližné vyjádření meze adiabatického chlazení vzduchu (ochlazování odpařováním vody). K tomuto účelu nejlépe poslouží výpočetní technika, která je schopná provést množství iteračních kroků nutných k nalezení t_m . Iterační předpis vypadá následovně: [1]

(32)

$$\frac{\exp[23,58 - 4044,2/(235,2 + t_m)] - p_d}{t - t_m} - A \cdot p = 0$$

3 TRANSPORT VLHKOSTI VE VZDUCHU

Existující mechanismy přenosu jedné složky v soustavě plynů jsou následující:

- Molekulární difuze
- Konvekce
 - Laminární
 - Turbulentní



Volná

Vynucená

V technice prostředí jsou s nejvyšší frekvencí diskutovány tepelně-vlhkostní okolnosti spojené s vlhčením a odvlhčováním vzduchu při klimatizaci a prostup vlhkosti skrze stavební konstrukce. V těchto všech případech jsou spolu neoddiskutovatelně spojeny přenosy tepla a přenosy vlhkosti, které se navzájem ovlivňují. V rámci technické praxe je možné aplikovat

určitá zjednodušení reálného chování vzhledem k relativně úzkému rozsahu teplot a obsahu vody. [5]

Základní tezí přenosu vlhkosti z volné hladiny je fakt, že k odpařování dojde za předpokladu její vyšší teploty, než je teplota rosného bodu okolního vzduchu. Teze se týká vody prosté chemických příměsí, neboť v tomto případě mají vodní páry tlak shodný s tlakem sytých par při teplotě povrchu. [5]

Existují dvě varianty následujícího fyzikálního průběhu:

- *Teplota vody je vyšší než teplota mokrého teploměru vzduchu*
Za této okolnosti nastává odpařování a do systému je nutné dodávat teplo mařené výparem v zájmu zachování ustáleného stavu.
- *Teplota vody je nižší než teplota mokrého teploměru vzduchu*
Ve druhém případě dochází ke kondenzaci vody ve vzduchu a ta musí být ochlazována. [5]

Nebude-li odebíráno (dodáváno) teplo – adiabatický děj – teplota povrchu hladiny se ustálí na hodnotě teploty mokrého teploměru (za předpokladu, že je vyloučen vliv radiace okolních ploch a za přítomnosti specifických podmínek přestupu tepla). [5]

3.1 Difúze vodních par ve vzduchu

Difúze (pronikání) je esencí molekulárního přenosu. Fyzikální popis hustoty vlhkostního toku je tzv. první Fickův zákon:

(33)

$$m = -D_c \frac{dC}{dn} = -D_p \frac{dp_D}{dn} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}]$$

m ... Hustota vlhkostního toku [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$]

C .. Koncentrace difundující páry [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ s.v.]

D_c .. Difuzivita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

n .. Normála [m]

pro $dC=dp_D$ (koncentrace difundující páry je hustota); pro stavovou rovnici vodní páry $dp_D=r_D T dp_D$ platí:

(34)

$$D_p = \frac{D_c}{r_D T}$$

r_D ... Plynová konstanta [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Fickův zákon je spjat s obousměrnou difúzí – vodní pára se přesouvá ve směru klesání gradientu parciálního tlaku, vzduch však přesně obráceně. [5]

3.2 Konvektivní přenos vlhkosti

Jedná se o fyzikálně značně komplikovaný děj. Vykazuje matematické podobnosti na přenos tepla. Analytické řešení je možné jen v úzkém oboru případů, je tedy nabíledni využívat potenciálu informačních technologií řešit množství soustav rovnic pomocí matematické numeriky. [5]

Kritickým bodem při určování velikosti přenosu vlhkosti je nutnost experimentálního zjištění součinitelů přenosu vlhkosti (paralela se součiniteli přestupu tepla konvekcí). Rozdílem v podobnosti je fakt, že součinitele přenosu hmoty je možné vztáhnout k

- hustotě složky ve směsi
- parciálním tlakům
- měrným vlhkostem

s patřičným indexováním. [5]

(35)

$$m = -\beta_c(\rho_D - \rho_D'') = -\beta_x(x - x'') = -\beta_p(p_D - p_D'') [kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$$

$\boxed{[m \cdot s^{-1}]}$

$\boxed{[kg \cdot s^{-1} \cdot m^2]}$

$\boxed{[s \cdot m^{-1}]}$

$\boxed{[Pa = kg \cdot m \cdot s^{-2} \cdot m^{-2}]}$

Pokud $p_D'', p_D \ll p$ (atmosferický tlak vzduchu) je možné součinitele mezi sebou konvertovat následujícím způsobem:

(36)(37)(38)

$$\frac{\beta_x}{\beta_c} \cong \frac{p}{r_a T_a} \quad \frac{\beta_c}{\beta_p} = r_D T \quad \frac{\beta_x}{\beta_p} \cong p \frac{r_D}{r_a} = \frac{p}{0,622}$$

Vše se děje za kontinuálního příklonu povrchové teploty vodní hladiny t_p od teploty vody t_w směrem k teplotě mokrého teploměru t_m . Rovnice dle HÄUSSLERA pro ustálenou vodní hladinu: [5]

(39)

$$t_p = t_w - 0,125(t_w - t_m) [^{\circ}C]$$

Nejvlivnějšími faktory, které formují součinitele přenosu hmoty, jsou především:

- rychlost proudění
- charakter proudění (laminární x turbulentní)
- zdroj proudění (přirozené x nucené) [5]

3.3 Podobnostně-kriteriální vztahy pro přenos hmoty a přestup tepla

Zdroj proudění se podepíše na tvaru kriteriálních rovnic následovně:

- **Přirozené proudění** (rovinný povrch; rozsah $3 \cdot 10^6 < (Gr.Pr \text{ a } Gr.Sc) < 2 \cdot 10^8$)

Pr ... Prandtlovo číslo; ν/a

Sc ... Schmidtovo číslo; ν/D_c

Gr ... Grashofovo číslo; $(\beta \cdot g \cdot L^3 / \nu^2) \cdot \Delta t$

Nu ...Nusseltovo číslo

Sh ... Sherwoodovo číslo

Gu ... Guchmanovo číslo; $(t-t_m)/T$

Re ...Reynoldsovo číslo; $(w.l)/\nu$

(40)

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = 5 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,104}$$

(41)

$$Sh = \frac{\beta_c \cdot L}{D_c} = 0,66 \cdot (Gr \cdot Sc)^{0,26}$$

- **Nucené proudění**

(42)

$$Nu = A \cdot Re^m \cdot Pr^{0,33} \cdot Gu^{0,175} \cdot \theta^2$$

(43)

$$Sh = B \cdot Re^m \cdot Sc^{0,33} \cdot Gu^{0,135} \cdot \theta^2$$

θ ... teplotní faktor T/T_p

T_p ... Teplota povrchu, na kterém dochází k odpařování

$(t-t_m)$...psychrometrický rozdíl teplot

Re	A	B	m
3,15 až $2,2 \cdot 10^4$	0,51	0,49	0,61
$2,2 \cdot 10^4$ až $3,15 \cdot 10^5$	0,027	0,025	0,90

Tabulka 1: Přehled koeficientů

Zavedením určitých zjednodušení je shledána analogie mezi kritériálními rovnicemi, podrobnosti viz. [5]. Matematické úpravy vedou k vyjádření Lewisova vztahu:

(44)

$$\frac{\alpha}{\beta_x} = Le^n \cdot c_a$$

$n=1$... laminární proudění

$n=0$... vyvinuté turbulentní proudění

Pro soustavu vzduch + vodní pára je $Le \approx 0,82$ a tedy praktický vztah $D_c = a/0,82$. [5]

3.4 Ovlivnění konvektivního přestupu tepla odpařováním nebo kondenzací

Zkrápění teplosměnné plochy vodou zintenzivňuje proud tepelného toku. Tohoto jevu se s výhodou využívá v konkrétních technických aplikacích, jako např.:

- chladiče vzduchu s kondenzací vodních par
- blánové pračky
- deskové výměníky vzduch-vzduch sprchované vodou
- a jiné

Meritem věci je navýšení tepelného toku konvekcí o tok odparem (kondenzací).

(45)

$$q = q_k + q_o = \alpha \cdot (t - t_p) + \beta_x (x - x_p''). l_p = \beta_x [c_a (t - t_p) + (x - x_p'') \cdot l_p]$$

Pro $\alpha = \beta_x \cdot c_a \dots$ dle Lewise

$$l_p \dots l_0 - (c_w - c_D) \cdot t_p$$

Zavede-li se do vztahu entalpie vlhkého vzduchu $h = c_a \cdot t + (l_0 + c_w \cdot t_p) \cdot x$ a provedou-li se určité úpravy,

(46)

$$q = \beta_x [h - h_p'' - (x - x_p'') \cdot c_w \cdot t_p] \approx \beta_x (h - h_p'')$$

Míra zintenzivnění tepelného toku je na první pohled zřejmá zavedením tzv. *součinitele zvýšení tepelného toku* ε (při povrchové teplotě $t_p < t_r$).

Analyticky:

(47)

$$q = \varepsilon \cdot q_k \rightarrow \varepsilon = \frac{q_k + q_o}{q_k} \approx \frac{h - h_p''}{c_a (t - t_p)}$$

Pomocí h-x diagramu:

(48)

$$\varepsilon \cong \frac{\delta}{\delta - l_0}, \text{ pro } \delta = \frac{\Delta h}{\Delta x}$$

nebo

(49)

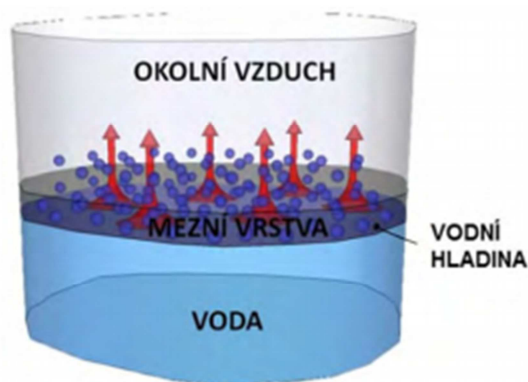
$$\varepsilon = \frac{1}{\vartheta}, \text{ pro } \vartheta = 1 - \frac{l_0}{\delta}$$

Velice častou aplikací předchozí terapie je problematika výpočtů výměníků tepla. V průběhu kondenzace nastává na odpovídající straně prvku ke zvýšení veličin parametrem ϵ . Jedná se především o tyto veličiny:

- součinitel přestupu tepla konvekce: $\alpha \rightarrow \epsilon \cdot \alpha$
- tepelná kapacita průtoku: $C_a \rightarrow \epsilon \cdot M_a \cdot c_a$
- Součinitel prostupu tepla žebër výměníku: $U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i S_i} + \dots + \frac{1}{\alpha_e \eta_z \cdot \epsilon}}$; kde $\eta_z = f(\alpha_e, \epsilon)$ [5]

3.5 Evaporace z volné hladiny

Volnou hladinou se v tomto případě myslí např. velké průmyslové vany, bazény, nádrže, atd. Množství odpařené vody je kriticky závislé na parciálních tlacích vodní hladiny, parciálních tlacích okolního vzduchu, teplotách těchto soustav a především na rychlosti proudění vzduchu v bezprostředním okolí hladiny vody. Z uvedeného vyplývá, že dobrá znalost obrazců proudění vzduchu je klíčová pro správný technický návrh. [5]



Obrázek 7: Evaporace z volné hladiny [4]

Množství okrajových podmínek, které mají vliv na chování zkoumaného jevu, činí tuto problematiku dosti výpočtově náročnou a její analýza mnohonásobně převyšuje rozsah tohoto textu. Bude zde tedy uveden pouze nástin problému.

Na evaporaci se podílí tyto přenosové jevy:

- Přenos hybnosti
- Přenos tepla
- Přenos hmoty [6]

Uplatňují se zde uváděné mechanismy přenosu:

- Pohyb molekul (oscilace)
 - V tuhých látkách = kondukce
 - V neproudících kapalinách = difúze
- Objemový, makroskopický pohyb tekutiny = advekce

- S přenosem tepla radiací [6]

Existuje několik řešitelských přístupů. Mezi ně patří:

- Numerické metody (CFD modelování)
- Podobnostní kritéria (viz předešlá kapitola)
- Analytické metody
- Empirické přístupy [6]

Obecně však lze říct, že značná matematická náročnost klade za požadavek asistenci výpočetní techniky.

3.5.1 Dodatek k analytickým metodám:

Přístup VDI 2089 – rok 1989:

(50)

$$m_{w0} = \varepsilon S_h (p_{V(t_w)}'' - p_{V(t_i)}) [g \cdot s^{-1}]$$

ε ... součinitel přenosu hmoty [$g \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1}$]

S_h ... plocha volné hladiny [m^2]

$p_{V(t_w)}''$...tlak syté páry při teplotě vzduchu rovné teplotě vody [Pa]

$p_{V(t_i)}$...tlak páry při teplotě vnitřního vzduchu [Pa] [6]

CHARAKTER PROVOZU	$\varepsilon [g \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1}]$
Soukromý bazén	$3,6 \cdot 10^{-5}$
Veřejný bazén	$7,8 \cdot 10^{-5}$
Bazén s umělými vlnami	$9,7 \cdot 10^{-5}$

Tabulka 2: Tabelované hodnoty množství odpařené vody dle VDI 2089 (1989)

Přístup VDI 2089 – rok 2009:

(51)

$$m_{w0} = \frac{\beta_{(p/n)}}{R_v \cdot \bar{T} \cdot 3,6} \cdot S_h \cdot (p_{V(t_w)}'' - p_{V(t_i)}) [g \cdot s^{-1}]$$

$\beta_{(p/n)}$... součinitel přenosu hmoty [$m \cdot h^{-1}$]

R_v ...plynová konstanta pro vodní páru = 461,52 [$J \cdot kg^{-1} K^{-1}$]

\bar{T} ...aritmetický průměr teploty vody a vzduchu [K]

S_h ...plocha volné hladiny [m^2]

$p_{V(t_w)}''$...tlak syté páry při teplotě vzduchu rovné teplotě vody [Pa]

$p_{V(t_i)}$...tlak páry při teplotě vnitřního vzduchu [Pa] [6]

CHARAKTER PROVOZU	NEPOUŽÍVANÝ BAZÉN n [m.h ⁻¹]	POUŽÍVANÝ BAZÉN p [m.h ⁻¹]
Zakrytý bazén (odpar pouze z přetokového žlábků)	0,7	-
Soukromý bazén	7	21
Veřejný bazén (hloubka vody >1,35 m)	7	28
Veřejný bazén (hloubka vody <1,35 m)	7	40
Bazén s umělými vlnami	7	50

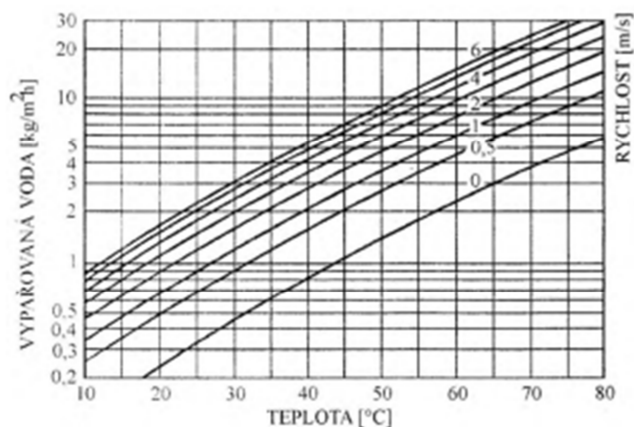
Tabulka 3: Tabelované hodnoty množství odpařené vody dle VDI 2089 (2009)

Přístup doc. Oppla:

(52)

$$m_{w0} = (M_w - M_r) \cdot \frac{101,36}{p_b \cdot 3,6} \cdot S_h [g \cdot s^{-1}]$$

Hodnoty M jsou odečitatelné z grafu při teplotě vody (nikoliv povrchu) a při teplotě rosného bodu vzduchu. [6]



Graf 4. Odpařování z volné hladiny dle doc. Oppla

3.5.2 Dodatek k empirickým řešením:

Odpařování z klidné hladiny vyhřívané vody

- $w \leq 1 \text{ m.s}^{-1}$ (rychlost vzduchu nad hladinou)

(53)

$$\beta_x = (8,33 + 3,89 \cdot w - 0,072 \cdot t_u) [g \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$$

- $w \geq 1 \text{ m.s}^{-1}$

(54)

$$\beta_x = [6,94 + 5,83 \cdot w - 0,0072 \cdot t_u - 9,72 \cdot x_u - (w - 1)] [g \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$$

$$t_u = (t_i + t_h) / 2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$x_u = (x_i + x''_h) / 2 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]}$$

Odpařování ze zvlněné hladiny vyhříváné vody

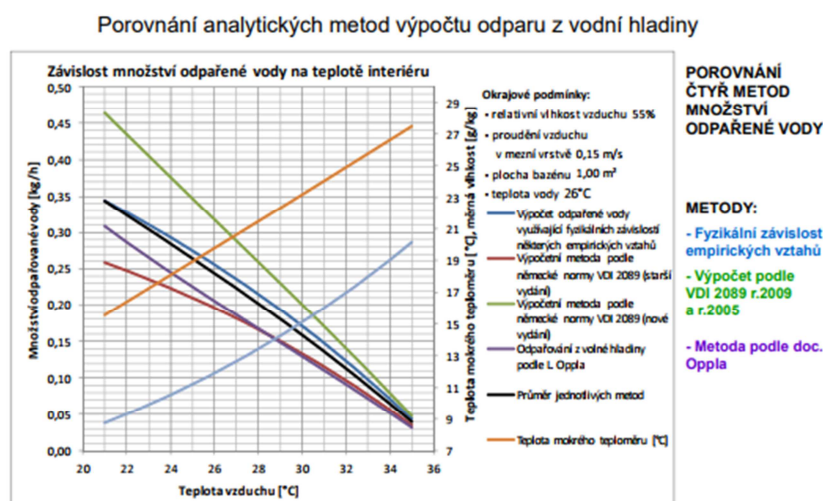
(55)

$$\beta_x = (6,945 + 5,278 \cdot w) \cdot 10^{-3} [g \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$$

t_i, t_h ... teploty vnitřního vzduchu a vodní hladiny [$^\circ\text{C}$]

x_i ...měrná vlhkost vnitřního vzduchu a nasyceného vzduchu při teplotě t_h [kg/kg]

w ...rychlost vzduchu nad hladinou [m.s^{-1}] [6]

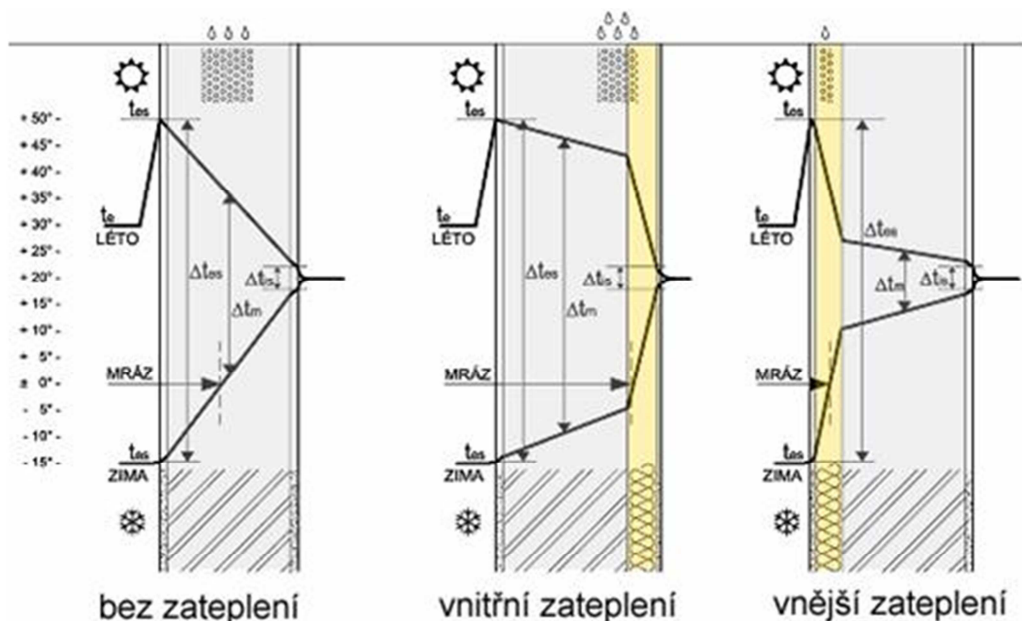


Graf 5: Porovnání analytických metod výpočtu odparu z vodní hladiny [6]

4 PROBLÉMY SPJATÉ S NADMĚRNÝM MNOŽSTVÍM VLHKOSTI VE VNITŘNÍM PROSTŘEDÍ

4.1 Degradace stavebního materiálu obálky budovy

Nosnou myšlenkou pro popis chování stavebních konstrukcí pod vlivem nadměrného množství vlhkosti je fakt, že daná teplota vzduchu dovoluje médiu pohlit jen určitý objem vodní páry. Dojde-li k poklesu teploty pod hranici rosného bodu, jenž je funkcí teploty a relativní vlhkosti vzduchu, odpovídající množství vody neprodleně zkondenzuje.



Obrázek 8: Vliv polohy izolační vrstvy na průběh teplotního profilu v obvodové stěně a na vznik kondenzační oblasti [7]

Příčinou tohoto nepřijatelného jevu ve stavební fyzice je:

- nevhodné variování uživatelských režimů vzduchu v interiéru (vytápění, větrání, a další)
- nadprodukce vlhkosti lokálními zdroji (akvária, květiny, koupelny, kuchyně, atd.), (průměrná produkce vzdušné vlhkosti pro běžný byt se čtyř člennou rodinou je cca $10-15 \text{ kg.den}^{-1}$)
- klimatické změny podmínek v exteriéru v průběhu roku
 - zimní období – podchlazování míst tepelných mostů → povrchová kondenzace
 - jarní období – vlivem akumulace „chladu“ v masivních stavbách dochází při pozvolném nárůstu venkovních teplot k obrácené difuzi → povrchová kondenzace

Lokální kumulace kondenzátu na konstrukci má za následek vznik plísní a jiné degradační procesy. Projevy mohou být rozpad omítkovin, pojiva, degradace zdiva (cihla kámen), aj. Dalším neblahým fenoménem je zvýšení tepelné vodivosti stavebních materiálů, kteréžto zapříčiňuje nárůst tepelných ztrát objektu. Dále pak iniciace hnilobných procesů dřevěných prvků v konstrukcích.



Obrázek 9: Sanace zdiva poškozeného plísní [8]

Co se týče mechanicko-fyzikálních vlastností navlhčlých materiálů, je z prováděných měření evidentní, že porézní materiály, které mají obecně vysokou schopnost nasákavosti, ztrácí pevnost v tlaku v řádu až desítek procent (pro bližší specifikaci je nutné provádět detailní laboratorní analýzu).

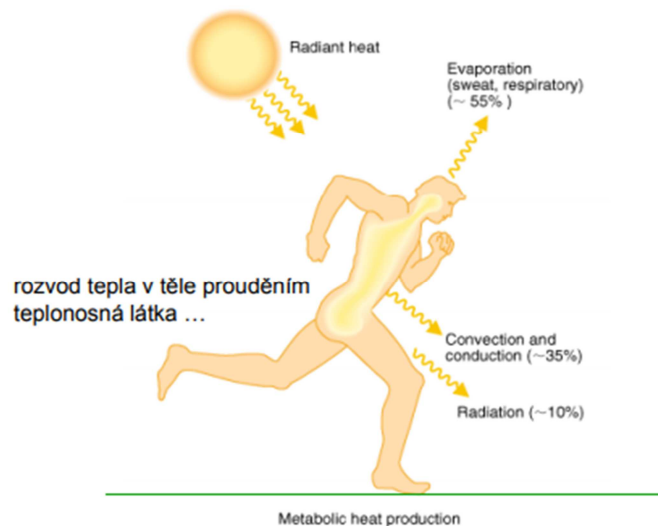
Bylo by chybou opomíjet i estetickou stránku věci, neboť soli rozpuštěné v kondenzátu mají tendenci vysrážet se na povrchu konstrukcí, což působí značně nevzhledně.

4.2 Vliv zvýšené vlhkosti na člověka

Toto téma je možné diskutovat minimálně ve dvou rovinách. První rovinou je zkoumání vlivu vlhkosti na termoregulační schopnosti lidského těla. Druhou rovinou pak je zjišťování spojitosti mezi nadměrnou vlhkostí v ovzduší a růstem kolonií mykóz, bakterií a roztočů.

4.2.1 Vysoká vlhkost a termoregulace člověka

Přenos tepla z (do)nahého lidského těla je realizován z 60% sáláním, z 22% evaporací, z 15% konvekcí a 3% kondukcí. Nastane-li však teplotní situace taková, že teplota okolí přesáhne teplotu lidského těla, zůstává evaporace majoritním termoregulačním mechanismem lidského těla (až 80% přenosu tepla).



Obrázek 10: Znáznornění procentuálního podílu přenosu tepelných toků v lidském těle [9]

Nejúčinnější formou evaporace ve spojitosti s lidským tělem je pocení (za hodinu až 1.7 l; za den až 12 l). Výparné teplo spotřebované odpařením potu z povrchu kůže se projeví ochlazením povrchu těla a zabráněním přehřívání organismu.



Obrázek 11: Škála tepelné pohody člověka

Problém však nastává v případě, že spolu s nárůstem teploty dojde i k nárůstu relativní vlhkosti. Tato kombinace vede k nepříjemným pocitům vlhkosti na kůži a k pozvolné kulminaci vnitřní teploty těla. Pot se na kůži tvoří, avšak jen stéká a neodpařuje se. Gradient parciálních tlaků okolního vzduchu a tekutiny potu klesá a tím pádem dochází k neefektivnímu přenosu.

Pro ilustraci jsou porovnány tyto modelové situace:

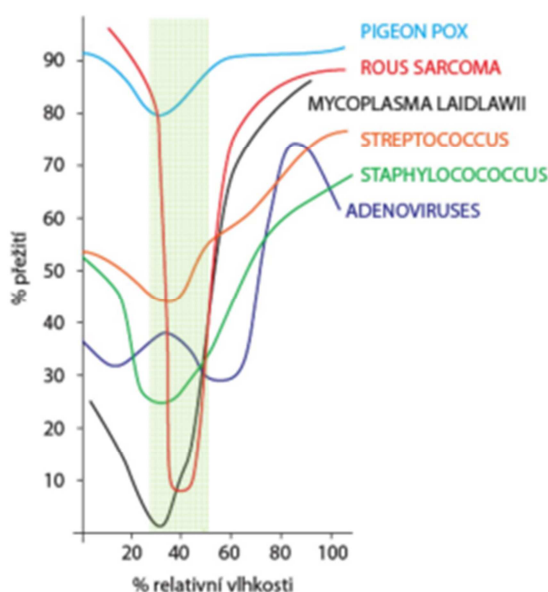
- V prvním případě je osoba umístěna do sauny o teplotě vnitřního vzduchu až 120°C a relativní vlhkosti kolem 5%. Během 15 minut vystavení těmto podmínkám *nedošlo* ke vzrůstu vnitřní teploty těla.
- V druhém případě je osoba alokována do parní lázně sauny o teplotě vnitřního vzduchu 50°C a relativní vlhkosti téměř 100%. Během 15 minut vystavení těmto

podmínkám *došlo* ke vzrůstu vnitřní teploty těla o 1°C, což je pro tělo razantní změna. [10]

Je však povinností podotknout, že akutní příznaky hypertermie (úpalu) spojené s neefektivním odpařováním, se na člověku projevují až při vyšších teplotách a vlhkostech vzduchu než je v interiérech (exteriérech) našeho regionu běžné.

4.2.2 Vysoká vlhkost a biopatogenní hrozba

Přetrvávající vysoké hodnoty relativní vlhkosti v interiéru implikují životaschopnost mikroorganismů prosperujících na vlhkých površích stavebních konstrukcí. Faktem je, že výtrusy plísní jsou v ovzduší v určité míře přítomny neustále. Vhodné tepelně-vlhkostní podmínky působí pouze jako katalyzátor.



Graf 6: Průběh procentuálního vyjádření přežití mikroorganismů v závislosti na relativní vlhkosti vzduchu v prostoru [11]

Z biologických pozorování vyplývá, že spory mykóz se aktivují již při hodnotách 60% relativní vlhkosti vzduchu. Vyhodnotit podmínky jako rizikové je však nezbytné, dosáhne-li hodnota relativní vlhkosti $\geq 80\%$ a vlhkost omítek $\geq 4\%$, kdy nastává opravdový růstový boom, schopnost tvořit a emitovat metabolity a produkovat CO_2 .

Mikromycetám obecně vadí extrémní stupnice relativní vlhkosti. Hodnota 100% relativní vlhkosti, čili zkondenzovaná vrstvička vody na postižených površích plísněmi, redukuje počty kolon. Děje se tak z důvodů omezeného přístupu vzduchu skrze membránu na povrchu vody, tvořenou povrchovým napětím. Opačný pól stupnice má rovněž degresivní účinek na životaschopnost mikrobů. Hraje zde roli nedostatek vláhy potřebný pro život. Bylo však učiňeno překvapivé zjištění. Mykózy jsou schopné dokončit svůj vývoj a poté zamořit místnost i v případech, kdy je relativně „suché“ ($60\% \leq$) vnitřní mikroklima v průběhu dne nárazově zvlhčováno. Tento závěr je příčinou obtíží najít matematicky přijatelný vztah mezi počtem zárodků a vlhkostí stavební konstrukce.

Vysoký potenciál patogenosti mají, běžně se vyskytující, plísňe rodů *Aspergillus*, *Penicillium* *Cladosporium*. Setrvávání lidí v takto zamořeném prostředí je ze zdravotního a hygienického hlediska nepřijatelné. Nejohroženějšími societami jsou především děti, důchodci, těhotné ženy, lékařští pacienti a ostatní lidé se sníženou imunitou.

Příklady projevů onemocnění, způsobených inhalací spor, jsou následující:

- Alergické rýmy
- Alergické astma
- Onemocnění dýchacích cest
- Kožní mykózy
- Kloubový revmatismus
- Svalové bolesti
- Celková malátnost
- Aj.

Přípustné limity dané legislativou jsou pro obecná vnitřní prostředí, kromě prostor se zvýšenými nároky na čistotu prostředí:

- Koncentrace *bakterií* $\leq 500 \text{ KTJ.m}^{-3}$ (kolon tvořících jednotek na metr krychlový vzduchu)
- Koncentrace *plísni* $\leq 500 \text{ KTJ.m}^{-3}$ v případě aktivního nasávání [12]



Obrázek 12: Kultivovaný vzorek plísni na živném roztoku v Petriho misce [13]

4.3 Citlivost produktů výroby na vzdušnou vlhkost

Potravinářský průmysl:

Zvýšená vlhkost v průběhu výrobního procesu polotovarů, instantních pokrmů, konzervovaných a mražených potravin zapříčiňuje snížení kvality a trvanlivosti koncového produktu. Zvláště náchylným odvětvím potravinářského průmyslu je výroba cukrovinek („lepení“ obalů od cukrového dražé, tvorba bílého filmu na povrchu čokoládových tabulek)

Farmaceutický a chemický průmysl:

Přílišná vlhkost má za následek rozpouštění organických kapslí obsahujících léčiva; znemožňuje přesné dávkování medikamentů. V případě výroby šumivých tablet s aditivy je velmi nízká hladina vzdušné vlhkosti naprosto klíčová. Podobné požadavky na nízkou úroveň vlhkosti klade i chemický průmysl.

Výroba elektrotechniky, plastů a skla:

Elektronika je pochopitelně obecně velice náchylná na vzdušnou vlhkost kvůli korozi (elektrochemický degradační proces). Vysrážená voda na kovovém povrchu součástek působí jako tranzitní prostředí pro anionty kyselin (CO_3^{2-} , Cl^- , NO_2^- , SO_4^{2-} , apod.), které jsou hnací silou korozivního děje. Zvýšenou citlivost na přemíru vlhkosti jeví zejména kondenzátory z prostředí elektrotechniky; lepená autoskla z prostředí sklenářství a technologie výroby plastů.

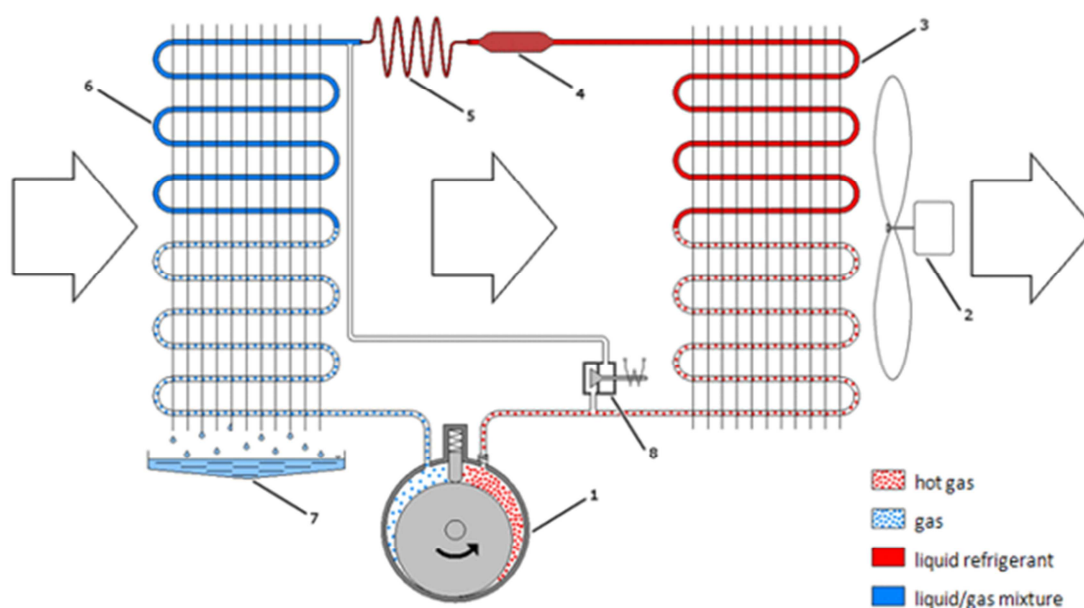
Dalších exemplářů hydro-senzitivních materiálů či výrobků existuje nepřeborné množství, které není v možnostech textu obsáhnout. Tato skutečnost je však důkazem naléhavosti potřeby řešit problematiku odvlhčování. [14]

5 TECHNICKÉ PŘÍSTUPY K ODVLHČOVÁNÍ

5.1 Kondenzační odvlhčovače

5.1.1 Princip fungování

Principem kondenzační metody odvlhčování je přivedení vodních par na povrch výměníku, jehož povrchová teplota je pod hranicí teploty aktuálního rosného bodu t_r vzduchu v místnosti. Vzdušná vlhkost se po styku s chladičem bezprostředně mění v kondenzát, který je odveden ze zachytne kondenzační vaničky do odpadního potrubí. Má-li nést zmiňovaná úprava vzduchu přízvisko řízené odvlhčování, je po kondenzaci nutné vzduch dohřát na požadovanou teplotu. To je realizováno pomocí výměníku (teplovodního, elektrického) – ohřívače. [12]



Normal operation of a compressor-based condensation dryer:
1 - compressor, 2 - fan, 3 - condenser, 4 - filter (dehydrator), 5 - throttle, 6 - evaporator, 7 - condensate tank, 8 - solenoid valve

Obrázek 13: Standardní fungování kompresorového kondenzačního odvlhčovače.
1-kompresor; 2-ventilátor; 3-kondenzátor; 4-dehydrator; 5-škrťací ventil; 6-výparník; 7-kondenzační vana; 8-solenoidový ventil [15]

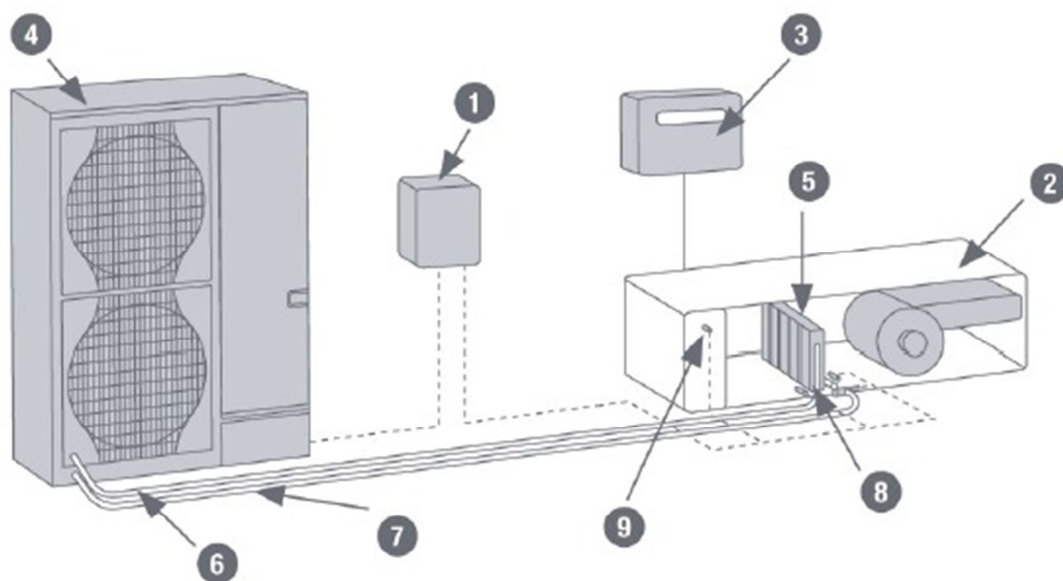
5.1.2 Technické provedení

5.1.2.1 Odvlhčení prováděno centrálně

První možností je integrovat chladič a dohřívač přímo do sekce přiváděného vzduchu ve vzduchotechnické jednotce. Chladič zde může být instalován v provedení buď jako *vodní (glykolový)*, a nebo *chlادivový*.

Vodní chladič má obecně uvažovanou střední teplotu t_{ch} kolem 10°C . Ta se odvíjí od teplotního spádu vody, vlivu okolí a může během dne nabývat i vyšších hodnot. Toto chování je pro proces odvlhčování poměrně nevýhodné, neboť mohou nastat případy, kdy se teplota t_{ch} ocitne nad t_r a ke srážení vzdušné vlhkosti nedojde. Tento nedostatek lze z části kompenzovat použitím chladiče chlادivového, který má díky nižší t_{ch} (cca 6°C) možnost pokrýt větší množinu exteriérových podmínek.

Takto odvlhčený a teplotně vyregulovaný vzduch je poté možno rozvést pomocí vzduchovodů do potřebných prostor. Použití zmiňované varianty je vhodné, je-li převažujícím zdrojem vlhkosti přiváděný exteriérový vzduch.



Obrázek 14: Schéma zapojení chladicí jednotky (přímého výpru) jako zdroje chladu/tepla pro vzduchotechnickou jednotku.

1-regulátor nadřazeného systému; 2-vzduchotechnická jednotka; 3-ovladač s digitálním displejem; 4-externí kondenzační jednotka; 5-interní výparník ve VZT; 6-čelní deska kondenzační jednotky s patrnými vebtilátory; 7-alokace kompresoru; 8-místo napojení chladivových rozvodů na výměník, alokace čidel teploty; 9-alokace čidel teploty proudícího vzduchu v jednotce (ve schématu pouze informativně) [16]

5.1.2.2 Odvlhčení prováděno decentrálně

Druhou možností je umístit kondenzační zařízení přímo do řešené zóny. V takových případech byly vyvinuty systémy, které využívají kompresorového chladicího oběhu (rovněž i přímý výparník umístěný do VZT jednotky). Výparník je zde zastoupen v roli chladiče, kondenzátor v roli ohříváče a oba komponenty jsou propojeny parním oběhem. Všechny díly jsou zde uspořádány i s ostatní elektronikou do jednoho celku. Výhodou této koncepce je možnost přenositelnosti zařízení a také možnost využitelnosti kondenzačního tepla.

Obecně lze kompresorový oběh umístit i do vzduchotechnické jednotky. Toho dnes už ve většině případů využívají tzv. „bazénové jednotky“. Takto přizpůsobené jednotky mají hned několik funkcí, kam tepelnou energii ukládat, například do bazénové vody, do vzduchu v interiéru, atd.



Obrázek 15: Příklady decentrálních kondenzačních odvlhčovačů společnosti EKOTEZ [17]

5.1.3 Výhody, nevýhody, aplikace

Kondenzační odvlhčovače se s výhodou používají v případech, kdy je ve vzduchu obsaženo velké množství měrné vlhkosti. Takové situace nastávají při konjunkci vysokých relativních vlhkostí a vysokých teplot. Čím extrémnější je tento stav, tím kondenzační odvlhčování nabírá na účinnosti. [18]

Na druhou stranu existuje i spodní hranice použitelnosti této metody. Tato linie by mohla být určena cca 16°C a relativní vlhkostí cca 35%. Případ podkročení této meze implikuje výraznou ztrátu účinnosti. Přetrvávající požadavky na stále nižší vlhkost by vedly ke snižování teploty chladicí kapaliny, což by mohlo vyústit až v namrzání výměníku (vymrazování vzduchu realizované pomocí sušiček na výstupu stlačeného vzduchu z kompresorů není v běžných provozech použitelné). [14]

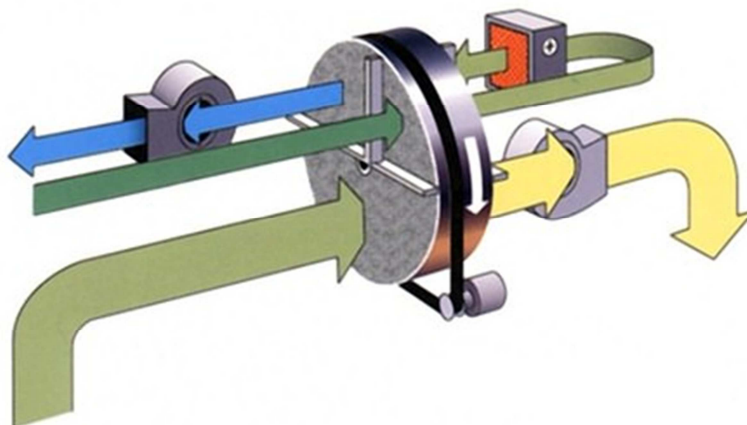
Nejběžnějšími aplikacemi tohoto technického řešení je vysoušení staveb v průběhu realizace a obecně v těch místech, kde je vysoká tepelná a vlhkostní zátěž, jako např. bazény, kuchyně, a jiné. [14]

5.2 Adsorpční odvlhčovače

Přibližně od 60. let minulého století se na popud americké kosmické společnosti NASA začali vyvíjet adsorpční odvlhčovací prvky. Tento požadavek byl iniciován potřebou zamezit kondenzaci a následnému zamrznutí vzdušné vlhkosti v kosmických modulech v prostředí extrémně nízkých teplot v prostoru vesmíru. [19]

5.2.1 Princip fungování

Proces adsorpce se zjednodušeně dá popsat jako zachytávání molekul vody v mikroskopické síťové struktuře silikagelové vrstvičky. Molekuly jsou následně, pomocí vysoké teploty prostupujícího vzduchu, vyvázány z mikrosilových vazeb (Van der Waalsovy síly). Tento děj se nazývá regenerace. V průběhu celého mechanismu nedochází k žádným změnám chemické podstaty všech aktérů, jde tedy o jev čistě fyzikální, nikoliv chemický.



Obrázek 16: Funkční schéma DST Recusorb: Vlhký vzduch se odvlhčí při průchodu rotačním výměníkem. Regenerační vzduch se předehřívá v rotačním výměníku, po průchodu ohříváčem regeneruje silikagelový povrch a odvádí vyvázanou vlhkost ze zařízení [19]

5.2.2 Technické provedení

První aplikované aktivní vrstvy byly tvořeny adsorpčním materiálem zvaným *litiumchorid* (regenerační teplota cca 80°C). Tato látka však trpěla několika podstatnými nedostatky. Veskrze šlo o poměrně malou účinnost, spontánní vypuzování vody při saturaci, o malou stálost. Nejzásadnější překážkou však byla vysoká agresivita litiumchloridu. Ta měla za následek tvorbu koroze ve vysušovacím segmentu a tendenci k nehygienické kontaminaci přiváděného vzduchu. Proto se o něco později na technickou scénu dostává nový, vhodnější materiál *silikagel* (regenerační teplota cca 150°C).

Rozhodující m atributem, ve věci efektivnosti silikagelových předností, je způsob provedení. Dnes již překonanou formou aplikace silikagelu je volné ložení silikagelového granulátu do rotačních bubnů z perforovaného plechu. Zmiňované provedení bylo jednak méně účinné, ale hlavně trpělo vysokým podílem úletů materiálu. To mělo za následek malformaci kvalit přiváděného vzduchu a prohlubující klesání procentních bodů účinnosti.

Evoluce v oboru odvlhčování vyprofilovala adsorpční soustrojí do nynější podoby – na rotující, voštinový rekuperační výměník (už dlouho používaný v technické praxi) je nanesena aktivní vrstva silikagelu. Ta obohacuje rotační výměník pro zpětné získávání tepla o další pozitivní vlastnost, adsorpci vlhkosti. Matrice, která je nositelkou aktivní vrstvy, je často tvořena střídavým vrstvením vlnitého a rovného pásu s šířkou voštinek cca. 1,5mm. Hmotou pásků je běžně hliník nebo impregnovaný papír organickými pryskyřicemi.

Otáčením se kruhový výměník s navázanou vlhkostí postupně dostává do proudu regeneračního vzduchu. Množstvím regeneračního vzduchu je optimálně cca. 1/3 vzduchu přiváděného, odvlhčovaného. Regenerační vzduch je předehříván na teplotu oscilující kolem 145°C (účinnostní optimum) a to pomocí buď elektrických topných tyčí, nebo výjimečně parním ohříváčem. Účinnost regeneračního výměníku je dána z velké části mírou gradientu teplot odvlhčovaného a regeneračního vzduchu. Následně dochází k uvolňování adsorbované vody z hydrofilního nánosů do odváděného průtoku vzduchu. Rotačním pohybem se poté vysuše-

ná část výměníku opět přesouvá do adsorpční zóny. V rámci úspory energie je možné navíc zužítkovat zbytkové teplo z regenerace pro předehřev regeneračního vzduchu.

Požadavky trhu daly za vznik i dalším úpravám. Například pro potřeby farmaceutického a potravinářského průmyslu jsou rotory obohaceny o příměs kladných iontů stříbra Ag^+ , které mají desinfekční účinky. Dalším příkladem je adaptace nabídky pro chemický průmysl. V těchto případech není možné aplikovat silikon jako kohezni tmel, proto je nahrazen teflonem s vysokými rezistenčními vlastnostmi.



Obrázek 17: Mobilní odvlhčovací jednotky DST pro vysoušení chladných prostor [19]

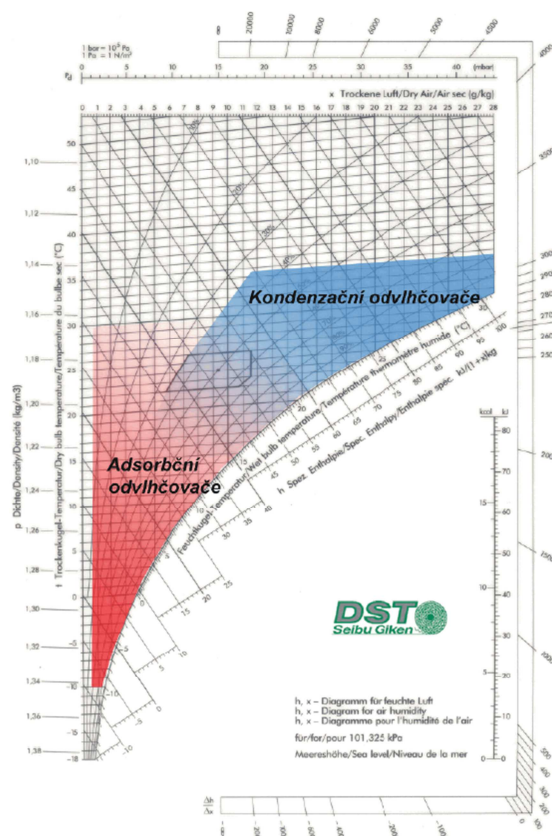
5.2.3 Výhody, nevýhody, aplikace

V návaznosti na dříve charakterizované téma kondenzačních odvlhčovačů je nutné konstatovat, že není na místě porovnávat kondenzační a adsorpční odvlhčování co do kvality odvlhčení, účinnosti, atd. Podmínky pro použitelnost těchto metod se totiž protínají jen ve velmi malém oboru vstupních hodnot.

Efektu adsorbčního odvlhčování je za určitých specifických úprav možné využít i v případě extrémně nízké teploty rosného bodu regulovaného vzduchu (až -40°C). Vhodné je tedy použití v případě výskytu bodu vzduchu v levém spodním rohu h_x diagramu. S rostoucí teplotou se účinnost rapidně snižuje. Tak například pro provozy, kde se teplota vzduchu trvale udržuje nad hranicí 30°C , nemá volba adsorpce prakticky už žádný význam.

Je na místě ovšem konstatovat, že adsorbční odvlhčování oplývá vysokou účinností (až 3 g / kg s.v.); komponenty mají obecně vysokou životnost (bylo zjištěno, že v případech 3-letého kontinuálního používání klesá účinnost adsorpce max. o 15%); nevznikají prodlevy ve funkci vlivem náběhu systému; je hygienicky nezávadné (může být i baktericidní); komponenty bývají mechanicky odolné a proto čistitelné i např. tlakovou vodou; provedení je prostоровě poměrně nenáročné, aj. Na vrub kladným stránkám je nutné přičíst adsorbčním rotorům poměrně vysoké provozní náklady, spojené s energetickou náročností dosažení vysokých regeneračních teplot a vyšší pořizovací náklady.

Adsorpčních odvlhčovače nachází své místo použití v provozech s nízkou požadovanou hodnotou vlhkosti (průmysl chemický, elektrotechnický a farmaceutický). Další vhodnou aplikací jsou skladovací místnosti, kde kvůli nízké teplotě naráží kondenzační odvlhčovače. Mohou to být resorty jako např. sklady letištní techniky, vojenské sklady, sklady pro potravinářství, ale i jiné inženýrské stavby – tunely, hráze přehrad, strojovny vodáren, trafostanice. Jsou to veskrze všechny ty situace, kde kondenzující vlhkost v kombinaci s nízkou teplotou urychlují stárnoucí procesy užitých technologií. [19]



Obrázek 18: Optimální oblast použití kondenzačních a adsorpčních odvlhčovačů v H-X diagramu [14]

5.3 Absorpční odvlhčovače

5.3.1 Princip fungování

Primární myšlenkou je využít schopnosti rozpuštěných solí v kapalině snížit parciální napětí vodních par nad hladinou roztoku. Z předešlého textu (kapitola o vlhkém vzduchu) vyplývá, že dojde-li k poklesu napětí, dojde také ke kondenzaci. Tento jev nastává i v případě mnohem vyšší teploty páry než teploty rosného bodu aktuálního stavu vzduchu. Absorpčně aktivními látkami jsou rozpuštěné soli sloučenin jako např. LiCl, CaCl, NaCl. [4]

Termín absorpce je převzat z latiny (absorbere=pohlcovat). V případě sorpčního odvlhčování se jedná o rozpouštění (pohlcování) plynné fáze v kapalině. Kapalina je zde ve funkci tzv. *absorbentu*, plyn ve funkci tzv. *absorbátu*.



Obrázek 19: Vzorky granulovaných solí plnících funkci sorbantu. Zvláštním případem absorpce je tzv. chemisorpce. Jde o fyzikálně-chemický jev, při kterém je vlhkost vázána v krystalickém materiálu chemickými interakcemi. [20]

5.3.2 Technické provedení

Otevřený absorpční systém sestává hlavně ze tří komponentů: absorbéru, generátoru a kondenzátoru. Čtvrtá komponenta, která je běžně obsažena v tepelném čerpadle - výparník, je nahrazena externím systémem, který je producentem vzdušné vlhkosti jakožto pracovního média. Z tohoto důvodu je nezbytné zajistit přímý kontakt mezi absorpčním řešením a zdrojem vlhkosti.

Zvlhčený vzduch ze zdroje vlhkosti přenáší vodní páru (pracovní médium) na absorbér. Zde je vzduch zbaven vlhkosti přivedením v kontakt se suspenzí solného roztoku. Zředěný roztok je přečerpán do generátoru, kde dochází k separaci vody z roztoku procesem termické evaporace, která je dotována energií z primárního tepelného zdroje. Koncentrovaný roztok je poté dopraven zpět do absorbéru. Vodní pára je přivedena do kapalného stavu v kondenzátoru, odevzdávající latentní teplo dle aktuálního teplotního a tlakového stavu v aparátu. Zkondenzovaná ochlazená voda je za zařízením kondenzátoru odseparována a odvedena do kanalizace. V dalším cyklu je recirkulováno pouze médium z rozpuštěných solí. [21]

5.3.3 Výhody, nevýhody, aplikace

Nespornou výhodou tohoto systému je využitelnost přebytečného tepla z energeticky náročných provozů jako hybatele odvlhčovacího procesu (a to i možnost zužitkovat jinak nesehnáno využitelné vysokopotenciální teplo). Elektrická energie hraje v tomto případě jen doplňkovou roli. Tato skutečnost činí absorpční odvlhčovače značnou měrou flexibilní ve věci zdrojů energie, které se mohou variovat v souladu s budoucími energetickými potřebami. Jako další plus je absorpčnímu systému možné přičíst relativně nízký počet mechanicky se pohybujících součástí, což má za následek nízkou poruchovost, s tím spojené nižší provozní náklady na servis a tím pádem i vyšší dostupnost náhradních dílů. Odvlhčovací účinnost je poměrně vysoká (cca až $\eta = 2\text{g/kg s.v.}$).

Mezi nevýhody se patří zařadit vysokou energetickou náročnost, omezené pole aplikací a také problémy spojené s malým zastoupením na trhu.

Absorpční systémy je vhodné umísťovat do provozů, které mají jednak enormní zdroj tepla, z čehož podíl přebytkového tepla je značný, a zároveň vykazují potřebu odvlhčovat vzduch. Kombinace těchto dvou faktorů poměrně zužuje vhodnost instalace. Zástupcem takových provozů je převážně potravinářství (pekárny s výkonnými pecemi, mlékárny s pasterizačními stroji, aj.).

5.4 Jiné přístupy

5.4.1 Směšování suchého a vlhkého vzduchu

Tradičním způsobem vysoušení prostor s vyšší měrnou vlhkostí, než která je požadovaná, je realizováno pomocí vhánění velkých objemů značně ohřátého a suchého vzduchu do místnosti (použití např. turbosušičky s elektrickým ohřevem). Takto upravený přiváděný vzduch se v zóně smísí s interiérovým vzduchem. Z již zmiňované teorie zjednodušeně vyplývá (také je možno odečíst z hx diagramu), že teplejší vzduch má tendenci pojmout více vlhkosti než v případě vzduchu studeného. Následně je vlhkost odsáta pomocí vysokých průtoků vzduchu. Vhodným směšovacím poměrem je možné docílit požadované vlhkosti. Nechtěným doprovodným jevem často bývá potřeba dodatečně upravit teplotu vzduchu.



Obrázek 20: Horkovzdušný vysoušeč firmy TROTEC

Tento primitivní způsob „kontroly“ vlhkosti oplývá hned několika nevýhodami. Je to zejména vysoká energetická náročnost. Množství pracně ohřátého vzduchu je mařena vypouštěním teplotně ohřáté látky do exteriéru (omezenou měrou je možné rekuperovat a tím snižovat spotřebu tepla). Další Achillovou patou metody je různorodost obrazců proudění v místnosti a s tím spojená technická nemožnost zajistit dokonalé směšování. Nejen směšování v prostoru je problémem, ale také vysoké hodnoty průtoků přiváděného vzduchu o vysoké teplotě mají neblahé konsekvence, jako např. oblasti s vysokou rychlostí a vysokou teplotou vzduchu, značný vliv vztlakových sil, atd.

Tato všechna omezení značně determinují obory použitelnosti. Metodu je možné aplikovat ve velkých prostorech s nízkými požadavky na kvalitu a kontrolu vnitřních agencií.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

VÝPOČTOVÁ ČÁST

ŘÍZENÉ ODVHLČOVÁNÍ V LETNÍM OBDOBÍ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Voleš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2018

6 ANALÝZA OBJEKTU

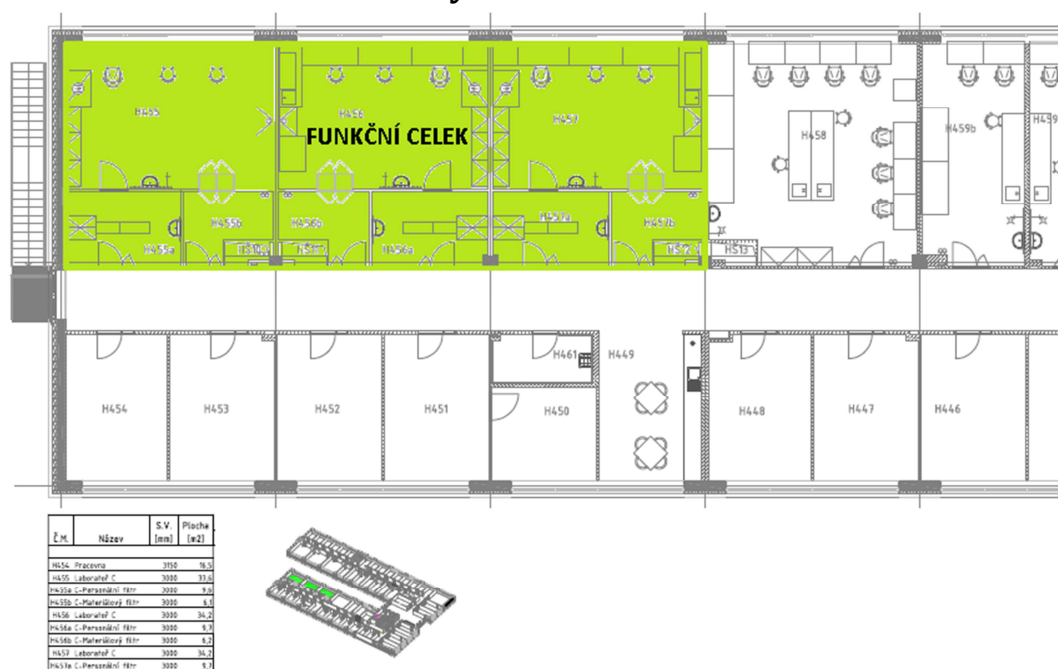
Budova H JIC INMEC je umístěna v Brně – Medlánkách. Jedná se o pětipodlažní objekt, jehož konstrukčním systémem je ŽB skelet v kombinaci s ŽB stěnovým systémem. Svislé obvodové nosné konstrukce jsou řešeny ve dvou provedeních – ŽB stěna s kontaktním systémem ETICS (TI je minerální vlna tl. 160mm); ŽB stěna se zateplením (TI je minerální vlna tl. 160mm) provětrávanou vzd. mezerou a pláštěm z dřevocementových desek. Součástí objektu je i 1PP. Zastřešení objektu je dvojího druhu – jednoplášťová plochá střecha s vrstvou kačírku (4.NP); dvouplášťová provětrávaná konstrukce (zastřešení strojoven VZT a CHL). 5.NP podlaží slouží jako technické zázemí pro profese VZT, TV, CHL, atd. Zařízení obsluhující dotčený prostor se nachází v 5.NP ve strojovně v SZ části objektu. Dotčené laboratoře jsou situovány do 4.NP rovněž do SZ části objektu.



Obrázek 21: Fotografie objektu JIC INMEC

Požadavkem investora ve věci návrhu technické úpravy stávajícího systému vzduchotechniky byla možnost kontrolovaně upravovat vlhkostní zátěž v prostorách se specifickými nároky na vnitřní prostředí. Tento požadavek se přímo dotýká čistých prostor společnosti GL Electronic ve 4.NP, které spolu bezprostředně sousedí, jejich provozní nároky a schémata jsou takřka totožné a místnosti obou firem jsou obsluhovány společnou vzduchotechnickou jednotkou. To vše jsou důvody pro sloučení všech místností do jednoho funkčního celku.

6.1 Dělení na funkční celky



Obrázek 22: Část půdorysu objektu H, JIC INMEC s vyznačeným řešeným funkčním celkem

6.2 Tabulka místností

ÚDAJE O MÍSTNOSTI						ZIMA		LÉTO		PARAMETRY VĚTRÁNÍ
PODLAŽÍ	ČÍSLO MÍSTNOSTI	NÁZEV MÍSTNOSTI	PLOCHA [m ²]	SVĚTLÁ VÝŠKA [m]	OBIEM [m ³]	TEPLOTA [°C]	RELATIVNÍ VLHKOST [%]	TEPLOTA [°C]	RELATIVNÍ VLHKOST [%]	OBIEMOVÝ PRŮTOK [m ³ /hod] PŘÍVOD / ODVOD
2.01 - Větrání laboratoří „C“ - HEPA (KLIMATIZACE)										
ZÓNA 1										
4.NP	H455	LABORATŘ C	33,6	3	100,8	22	50	22	50	7500 / 6000
4.NP	H455a	C - PERSONÁLNÍ FILTR	9,6	3	28,8	22	50	22	50	
4.NP	H455b	C - MATERIÁLOVÝ FILTR	6,1	3	18,3	22	50	22	50	
4.NP	H456	LABORATŘ C	34,2	3	102,6	22	50	22	50	
4.NP	H456a	C - PERSONÁLNÍ FILTR	9,7	3	29,1	22	50	22	50	
4.NP	H456b	C - MATERIÁLOVÝ FILTR	6,2	3	18,6	22	50	22	50	
4.NP	H457	LABORATŘ C	34,2	3	102,6	22	50	22	50	
4.NP	H457a	C-PERSONÁLNÍ FILTR	9,7	3	29,1	22	50	22	50	
4.NP	H456b	C - MATERIÁLOVÝ FILTR	6,2	3	18,6	22	50	22	50	

Tabulka 4: Tabulka místností

7 VARIANTY ŘEŠENÍ A JEJICH POSOUZENÍ

7.1 PŘEDSTAVENÍ VARIANT

Firma GL Electronic je pronajímatelem laboratoří (čistých prostor) v budově JIC INMEC v Brně-Medlánkách. Společnosti se zabývají výrobou a vývojem mikroelektroniky. Tyto výrobky jsou svým charakterem velice choulostivé na atmosférické vlivy a je tedy nezbytné zajistit patřičné mikroklimatické podmínky v prostorách jejich vzniku.

S postupnou změnou podnebí, jako je především stále se navyšující průměrná teplota v exteriéru a s tím i spojený nárůst objemu vodních par ve venkovním vzduchu v letním období, přichází nové nároky na již realizovaná vzduchotechnická zařízení.

A právě zvyšující se objem vzdušné vlhkosti v interiéru a jeho stále problematičtější regulace byla podnětem investora k rekonstrukci stávajícího systému.



Obrázek 23: Realizovaná jednotka VZT značky Remak obsluhující Laboratoře typu C ve 4.NP

Osobní prohlídka VZT komplexu; seznámení se s funkcí stávajícího zařízení, s dosavadním provedením zařízení a vyjasnění si požadavků plynoucích ze strany investora, dalo možnost vzniku návrhu dvou variantních řešení:

7.1.1 VARIANTA 1 – DOPLNĚNÍ DVOUOKRUHOVÉHO PŘÍMÉHO VÝPARNÍKU DO STÁVAJÍCÍ VZT JEDNOTKY

Jak již bylo zmíněno, nynější vzduchotechnická jednotka, která je majoritním moderátorem vnitřního prostředí, z podstaty své konstrukce není schopna regulovat vlhkostní mikroklima v řešeném prostoru. Klíčovým problémem nejsou nadměrné vlhkostní dotace z vnitřních

zdrojů, nýbrž vlhkostní zátěž z exteriérového vzduchu. Toto zjištění plyne z dlouhodobějšího monitoringu parametrů vzduchu.

Aktuálně instalované vzduchotechnické zařízení nemá dostatečný chladicí výkon na to, aby zajistilo požadované odvlhčení přiváděného vzduchu. Výsledná teplota povrchu chladiče, plynoucí z teploty přívodu a zpátečky chladicí vody, není dostatečně nízká, a proto nelze plně využít odvlhčujícího potenciálu výměníku. Stávající regulační akční členy v systému chlazení (trojcestný ventil se servopohonem a další) nemají požadovanou rychlost odezvy, tudíž nedokáží včas reagovat na změny exteriérových podmínek. Dalším problémem stávajícího stavu je nedostatečný výkon elektrických topných tyčí v dohříváči.

Z těchto všech nedostatků vyplývá koncept navržených opatření shrnutých do **varianty 1**, která obsahuje následující body:

- Do stávající VZT jednotky 2.01 **bude doplněn dvouokruhový přímý výparník**, který zajistí ochlazení a odvlhčení přívodního vzduchu. Montáž přímého chlazení bude realizována v celé šíři (instalace externích kondenzačních jednotek, rozvodů chladiwa, součástí systému MaR, atd.)
- **Bude navýšen topný výkon** elektrických tyčí, které zajistí dostatečné dohřátí přiváděného vzduchu.
- Stávající **přívodní ventilátor bude nahrazen ventilátorem o vyšším výkonu** tak, aby byla pokryta navýšená tlaková ztráta přívodní větve i s rezervou.
- Prokáže-li výpočet akustické zátěže nutnost doplnění soustavy o přídavné tlumiče hluku, **budou instalovány dodatečné akustické tlumiče**.

7.1.2 VARIANTA 2 – NOVÁ VZT JEDNOTKA

Druhým přístupem k řešení problému je neprovádět „pouze“ retrofit existující jednotky, nýbrž kompletně nahradit původní zařízení zařízením s lepšími parametry. Motivací k realizaci této varianty je fakt, že taková zlepšení jsou možná.

Bude navržena zcela nová VZT jednotka od společnosti Remak as., která bude splňovat Nařízení komise EU, tzv. Ecodesign 2018. Jednotka bude usazena na místě instalace původní demontované jednotky ve strojovně v 5.NP. Budou využity stávající potrubní rozvody, na něž se jednotka prostřednictvím redukce napojí.

Koncept inovací **varianty 2** obsahuje tyto body:

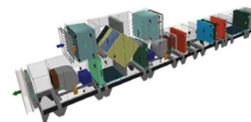
- Namísto elektrického dohřevu **bude instalován směšovací uzel s topnou vodou a teplovodním výměníkem**.
- Zcela nové **zařízení bude obsahovat přívodní i odvodní ventilátory s EC motory**.
- V rámci dodržení předpisů Ecodesign 2018 **bude mít nově instalované zařízení větší průtočný průřez**. Tím následně **dojde k poklesu tlakových ztrát** ve výměnících a jiných komponentách.
- Zařízení, které splňuje Ecodesign 2018, **bude oplývat systémem ZZT s vyšší účinností**.

STRUČNÁ SPECIFIKACE ZAŘÍZENÍ

Základní parametry zařízení

Druh, rozměr	AeroMaster XP 13
Typ řídicího systému	Není
Hmotnost (+/-10%)	2 774 kg
Umístění jednotky	Vnitřní
Materiálové provedení	
Vnější plášť	Komaxitovaný plech (RAL 9002) (B)
Vnitřní plášť	Komaxitovaný plech (RAL 9002) (B)

AeroMaster XP 13



	Přívod	Odvod
Průtok vzduchu	7500 m³/h	6000 m³/h
Externí tlaková rezerva	535 Pa	456 Pa
Rychlost v průřezu	2.52 m/s	1.89 m/s
Příkon ventilátorů	5.96 kW	2.87 kW
1. stupeň filtrace	F7	M5
2. stupeň filtrace	F9	-
SFP _i	2680 W.m ⁻³ .s	1722 W.m ⁻³ .s

Parametry pláště dle EN1886

Celkový příkon jednotky	76.33 kW	Mechanická stabilita	D2(M)
Napájecí napětí		Netěsnost skříňe	L1(M)
Celkový proud I _{max}		Termická izolace	T3(M)
		Faktor tepelných mostů	TB3(M)
SFP _{AHU}	3972 W.m ⁻³ .s	Netěsnost mezi filtrem a rámem	< 0,5 % (F9)

Nejdůležitější parametry vybraných komponentů

Obrázek 24: Navržená jednotka varianty 2

Všechny tyto skutečnosti se pozitivně projeví na poklesu provozních nákladů.

7.2 EKONOMICKÉ POSOUZENÍ VARIANT

7.2.1 KOMPARACE POŘIZOVACÍCH NÁKLADŮ OBOU VARIANT

PŘEDBĚŽNÝ ROZPOČET POŘIZOVACÍCH NÁKLADŮ			
VARIANTA 1 ÚPRAVA STÁVAJÍCÍHO ZAŘÍZENÍ		VARIANTA 2 NOVÉ ZAŘÍZENÍ	
POPIS	CENA [KČ]	POPIS	CENA [KČ]
VÝMĚNA VENTILÁTORŮ - navýšení výkonu	200 000	DODÁVKA ZAŘÍZENÍ + MÍSTNÍ MONTÁŽ	1 100 000
PŘÍMÉ CHLAZENÍ:		ÚPRAVA M&R	180 000
- Dvouokruhový přímý výparník včetně montáže do nového bloku	60 000	ÚPRAVA ROZVODŮ VZT VČETNĚ IZOLACÍ	230 000
- 2x kondenzační jednotka	500 000	DOPOJENÍ VODNÍHO DOHŘEVU:	
ÚPRAVA M&R	100 000	- regulační uzel:	rozvody potrubí čerpadlo 3-cestný ventil
ÚPRAVA SILNOPROUD:			50 000
- přepojení stávajícího elektrického ohříváče	115 000	DOPOJENÍ VODNÍHO OHŘEVU:	
- montáž frekvenčního měniče		- regulační uzel:	rozvody potrubí čerpadlo 3-cestný ventil
- úprava rovaděče			25 000
INSTALACE ROZVODŮ CU POTRUBÍ:	20 000	DOPOJENÍ VODNÍHO CHLAZENÍ:	
VÝMĚNA FILTRŮ V JEDNOTCE:	15 000	- regulační uzel:	rozvody potrubí čerpadlo 3-cestný ventil
			50 000
MEZISOUČET	1 010 000 Kč		1 635 000 Kč
Rezerva 10%	101 000 Kč		163 500 Kč
CELKOVÉ POŘIZOVACÍ NÁKLADY BEZ DPH:	1 111 000 Kč		1 798 500 Kč

Tabulka 5: Předběžný rozpočet pořizovacích nákladů obou variant

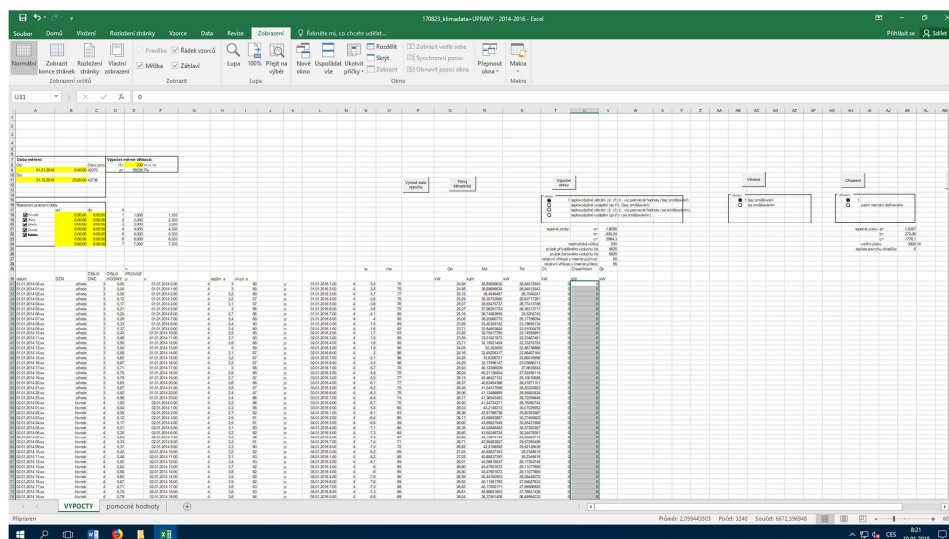
7.2.2 KOMPARACE PROVOZNÍCH NÁKLADŮ OBOU VARIANT

Schéma provozu zařízení dle konzultace s investorem:

- Doba provozu na **plný výkon** (100%): **8 hodin denně; 7 dní v týdnu = 2 920 hod/rok**
- Doba provozu na **omezený výkon** (75%): **16 hodin denně; 7 dní v týdnu = 5 840 hod/rok**
- Průtok přiváděného vzduchu V_p (100%): **7500 m³/hod**
- Průtok odváděného vzduchu V_o (75%): **5625 m³/hod**
- Výpočet ohřevu (teplovzdušné větrání):
 - Tepelné ztráty viz. Graf tepelných ztrát
 - (podrobnosti viz TERUNA 1.5b)
 - Nadmožská výška: 230 m.n.m
 - Relativní vlhkost v interiéru (zima): 55%
 - Relativní vlhkost v interiéru (léto): 55%
 - Účinnost ZZT viz. Graf funkce účinnosti ZZT
- Výpočet chlazení/odvlhčení:
 - Tepelné zisky viz. Graf tepelných zisků
 - 6 osob (75kg), technika 2250 W (podrobnosti viz TERUNA 1.5b)
 - Teplota povrchu chladiče. 6°C
 - Vodní zisky: 0,5 kg/hod

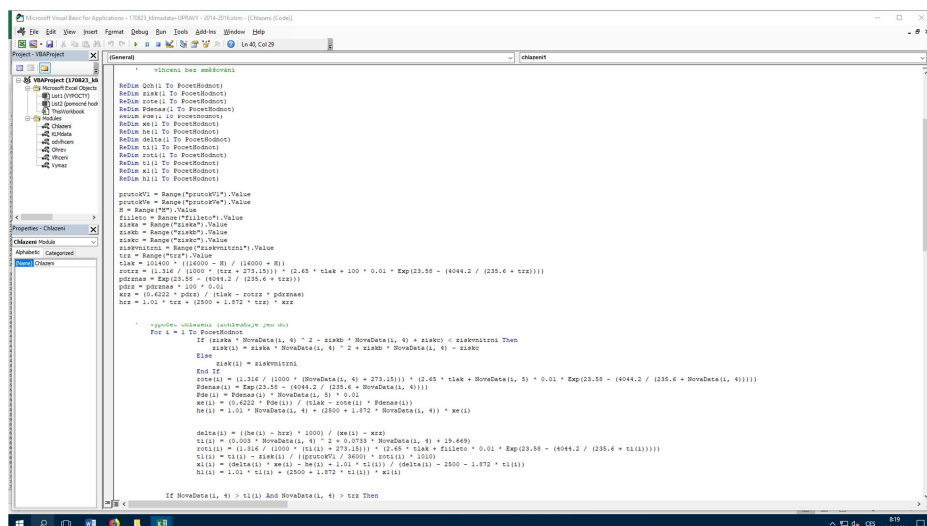
Nepřetržitý provoz je odůvodněn nutností trvale kontrolovat požadovanou kvalitu interního mikroklimatu, vzhledem k citlivosti elektronických výrobků na jeho změnu.

Výpočet provozních nákladů vychází z reálných klimatických dat, jež byla získána z Meteorologické stanice FAST VUT Brno (Ústav vodního hospodářství krajiny). Jedná se o hodinová data teploty vzduchu a hodinová data relativní vlhkosti vzduchu od roku 2013 do roku 2016. Meteostanice je umístěna výškopisně i polohopisně na obdobných souřadnicích, lze je tedy použít v tomto projektu a považovat data za relevantní.



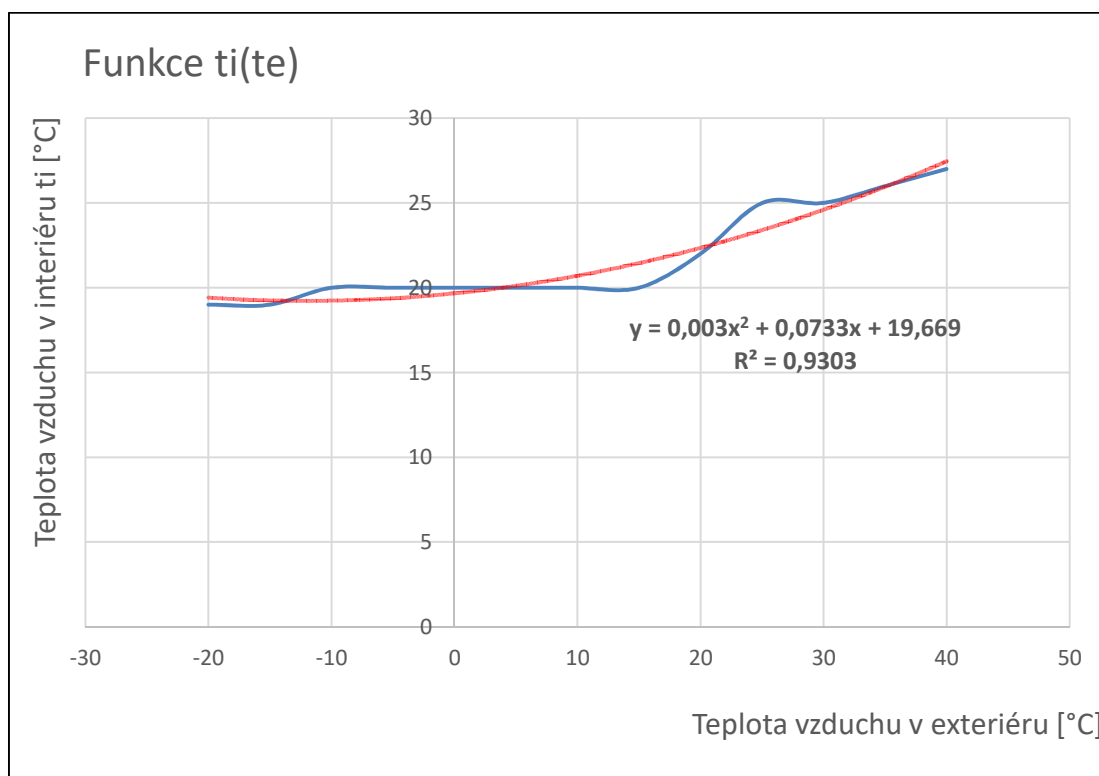
Obrázek 25: Výpočetní prostředí kalkulátoru s klimatickými daty

Byl vytvořen kalkulační nástroj (ve VBA kódovacím jazyku v MS Excelu), který staví výpočet energetické náročnosti provozu vzduchotechnického zařízení právě na těchto datech. Přídáním hodnotou kalkulačního nástroje je zavedení do jednoduché hodinové metody vlivu proměnné teploty vnitřního vzduchu v závislosti na exteriérové teplotě a tepelných ziscích (funkce $t_i(t_e)$), zavedení funkce tepelných ztrát (funkce $ztráta(t_e)$), zavedení funkce tepelných zisků (funkce $zisk(t_e)$), zavedení funkce účinnosti ZZT (funkce $ZZT(t_e)$). Tato inovace přispívá k zachycení dynamičnosti chování prostoru, a tudíž vede k větší věrohodnosti výsledků.

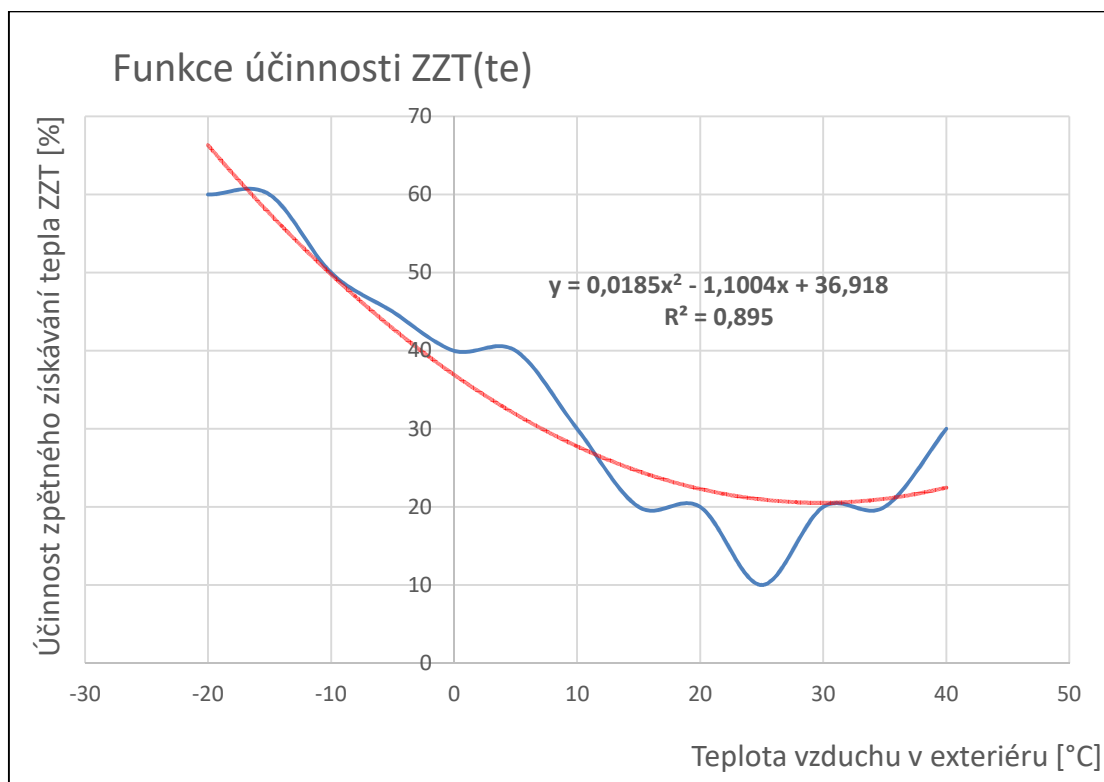


Obrázek 26: List Vývojáře VBA s kódem kalkulátoru

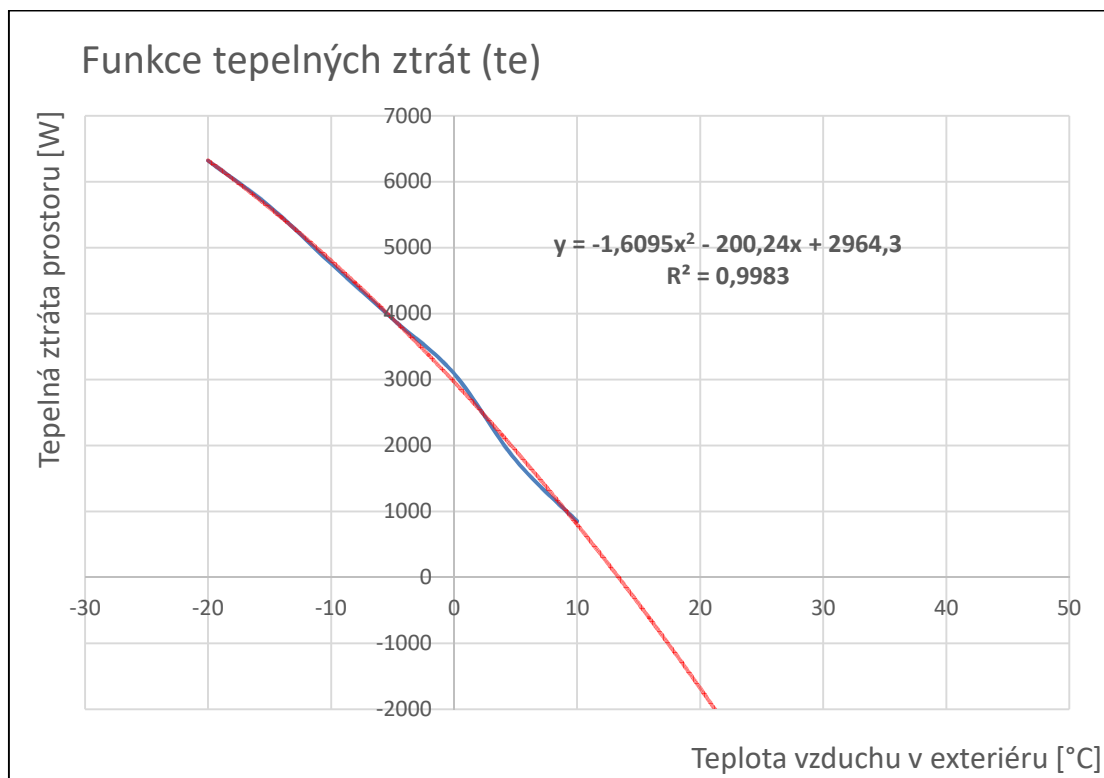
Pomocí simulačního nástroje TERUNA 1.5b byl vytvořen model posuzovaného prostoru. Na tomto modelu bylo simulováno chování místnosti v průběhu roku v závislosti na změně exteriérových klimatických podmínek. Hodnoty byly později převedeny do grafické podoby a pomocí buňkového kalkulátoru MS Excel byly nalezeny regresní funkce, které simulovaná data spojitě aproximují. Předpisů regresních funkcí bylo využito ve výpočetním kalkulačním nástroji pro zpřesnění výpočtu energetické náročnosti systému vzduchotechniky.



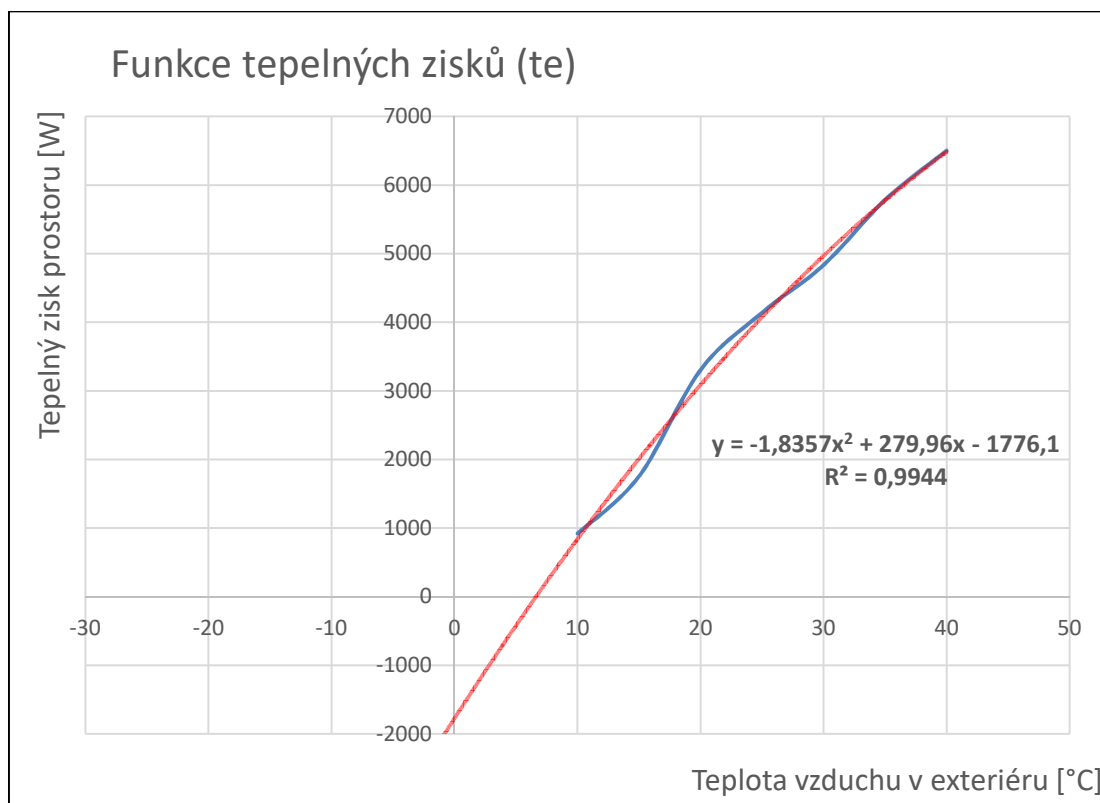
Graf 7: Funkce teploty vnitřního vzduchu v závislosti na teplotě exteriérového vzduchu



Graf 8: Funkce účinnosti ZZT v závislosti na teplotě exteriérového vzduchu



Graf 9: Funkce tepelných ztrát prostoru v závislosti na teplotě exteriérového vzduchu



Graf 10: Funkce tepelných zisků prostoru v závislosti na teplotě exteriérového vzduchu

Výchozími daty pro výpočet provozních nákladů jsou hodnoty potřeb energie na jednotlivé úpravy vzduchu pro zařízení č. 2.01 v letech 2008 – 2016. Tyto hodnoty byly vypočteny na základě vstupních klimatických dat z meteorologické stanice FAST VUT v Brně.

7.2.3 SIMULACE TEPLOTNĚ-VLHKOSTNÍHO MIKROKLIMATU V PROSTORECH LABORATOŘÍ

Podkladem pro stanovení tepelných ztrát a zisků v řešených místnostech jsou výsledky simulací chování mikroklimatu v celé škále teplot a vlhkostí v průběhu roku v našich podmínkách. Tato data byla převedena do grafické podoby a posloužila k nalezení aproximativních předpisů.

Model místnosti a simulace byly provedeny ve výpočetním sw Teruna 1.5b. V další části textu jsou uvedeny příklady tří výpočtů. Ostatní protokoly budou uvedeny v příloze diplomové práce.

VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE

**ZA NESTACIONÁRNÍCH PODMÍNEK –
LABORATOŘE (-20°C v ext.)**

***** INFORMACE O PROJEKTU

***** ZADANÉ PRVKY DO VÝPOČTU

Venkovní stěna

+-----OS-S (26.67m², 0.42m, 0.1W/mK,
1610kg/m³, 1065kJ/kgK)

Venkovní stěna

+-----OS-V (31.88m², 0.42m, 0.1W/mK,
1610kg/m³, 1065kJ/kgK)

+-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 +-----01 (3.36m2, 1.5W/m2K)
 Venkovní stěna
 +-----STŘECHA (170m2, 0.6m, 0.15W/mK,
 1500kg/m3, 1065kJ/kgK)
 Symetrická stěna
 +-----SV-Z (59.6m2, 0.1m, 0.66W/mK,
 875kg/m3, 1125kJ/kgK)
 +-----D1 (2.1m2, 1.7W/m2K)
 +-----D1 (2.1m2, 1.7W/m2K)
 +-----D1 (2.1m2, 1.7W/m2K)
 +-----D1 (2.1m2, 1.7W/m2K)
 +-----D1 (2.1m2, 1.7W/m2K)
 +-----D1 (2.1m2, 1.7W/m2K)
 Další akumul. hmota
 +-----nábytek (80m2, 800kg, 800kJ/kgK)
 Asymetrická stěna
 +-----SV-J (25m2, 0.15m, 0.089W/mK,
 700kg/m3, 1135kJ/kgK)
 Asymetrická stěna
 +-----STROP SPODNÍ (170m2, 0.35m,
 0.9W/mK, 1800kg/m3, 995kJ/kgK)

***** VSTUPNÍ ÚDAJE *****

Výpočet proveden pro období od 21.2. do 21.2.

Časový krok: 300s

Objem místnosti : 578m3

Ve výpočtu bylo zavedeno:

Simulace oblačnosti: NE

Referenční rok: NE

Uvažován vliv sluneční radiace: ANO

Načtená klimatická data: NE

Osvětlení[1]: 8 - 16h, 500W

Větrání[1]: 0 - 24h, 30m3/h

Ostatní tepelné zdroje[1]: 8 - 16h, 750W

Ostatní tepelné zdroje[2]: 8 - 16h, 500W

Ostatní tepelné zdroje[3]: 16 - 24h, 500W

Ostatní tepelné zdroje[4]: 0 - 8h, 500W

Odpar vody: NE

Biologická produkce[1]: 8 - 16h, 75kg, počet osob: 6

Sálavé plochy: NE

***** VÝSLEDKY *****

Maxima tepelné zátěže:

21.2. 15.92h: Citelné teplo Max= -4488.65W

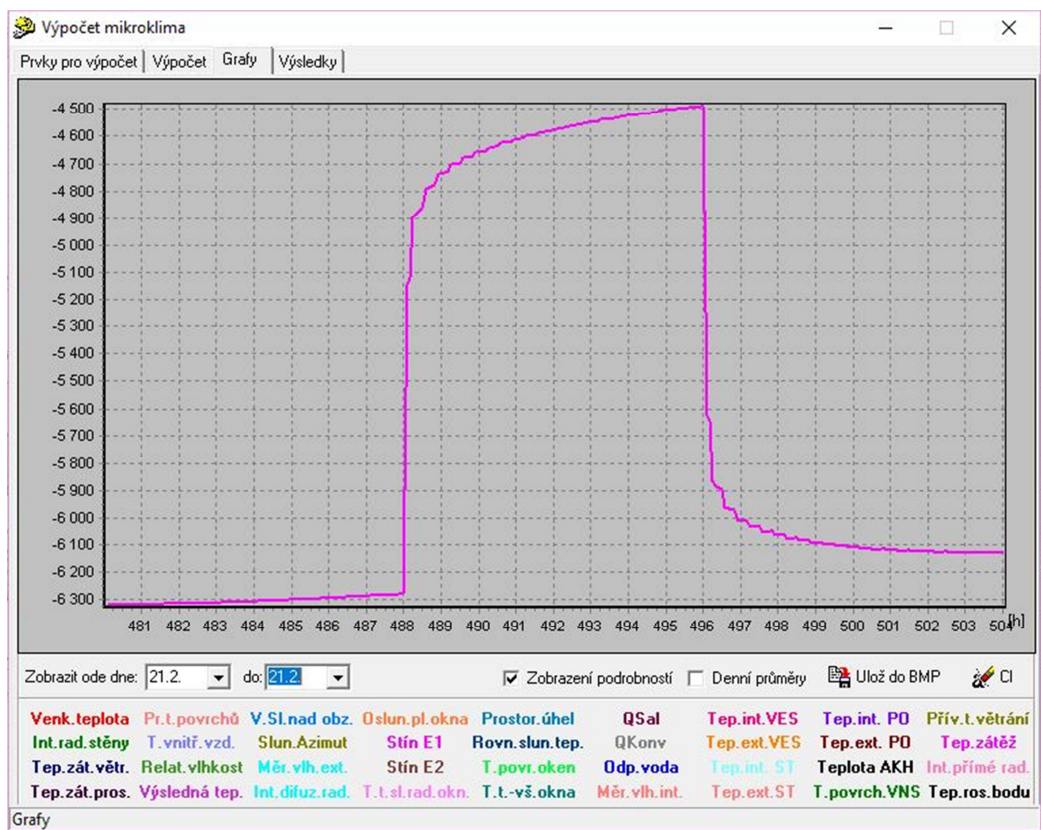
21.2. 0.17h: Citelné teplo Min= -6318.29W

21.2. 15.92h: Vázané teplo=275.83W Merna Tz = -0.52W/K

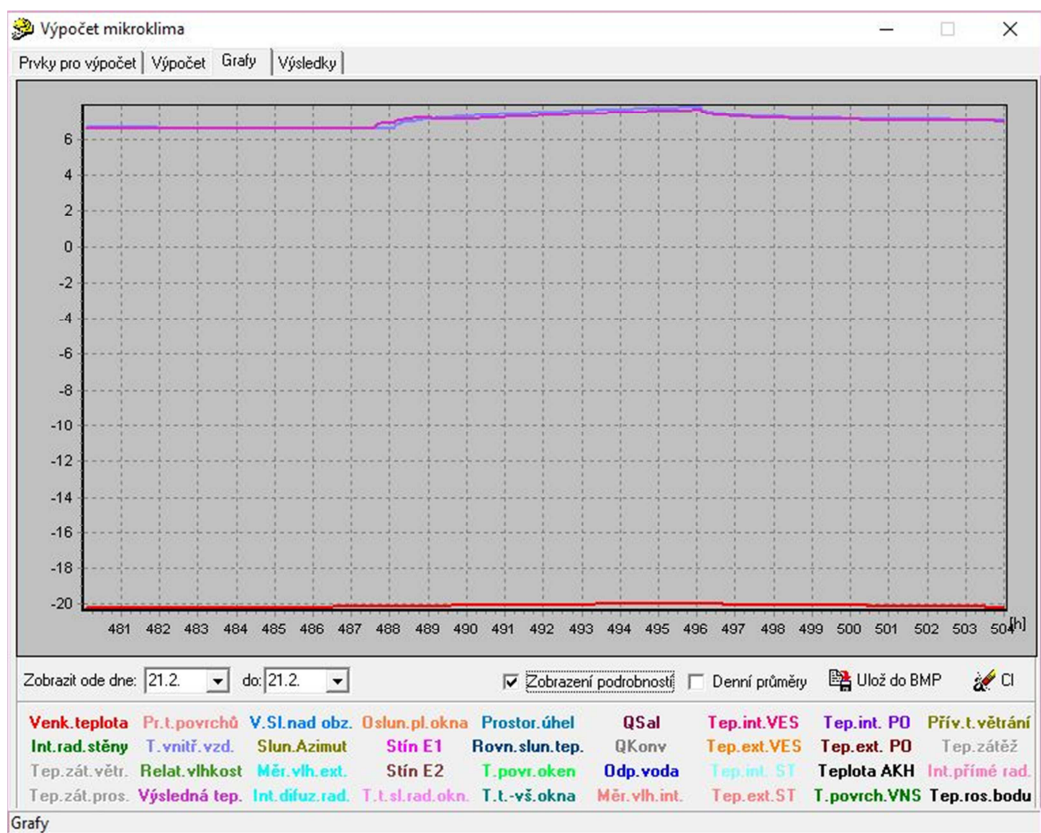
21.2. 15.92h: Potřeba chladu = 0kWh Po-
třeba tepla = 135.93kWh

Suma potřeby chladu = 0kWh

Suma potřeby tepla = 135.93kWh



Obrázek 27: TEPELNÁ ZÁTĚŽ – LABORATOŘE (-20°C V EXT.)



Obrázek 28: TEPLoty L ABORATOŘE (-20°C V EXT.)

VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE

ZA NESTACIONÁRNÍCH PODMÍNEK – LABORATOŘE (0°C v ext.)

***** INFORMACE O PROJEKTU

***** ZADANÉ PRVKY DO VÝPOČTU

Venkovní stěna

+-----OS-S (26.67m², 0.42m, 0.1W/mK,
1610kg/m³, 1065kJ/kgK)

Venkovní stěna

+-----OS-V (31.88m², 0.42m, 0.1W/mK,
1610kg/m³, 1065kJ/kgK)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

Venkovní stěna

+-----STŘECHA (170m², 0.6m, 0.15W/mK,
1500kg/m³, 1065kJ/kgK)

Symetrická stěna

+-----SV-Z (59.6m², 0.1m, 0.66W/mK,
875kg/m³, 1125kJ/kgK)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

Další akumul. hmota

+-----nábytek (80m², 800kg, 800kJ/kgK)

Asymetrická stěna

+-----SV-J (25m², 0.15m, 0.089W/mK,
700kg/m³, 1135kJ/kgK)

Asymetrická stěna

+-----STROP SPODNÍ (170m², 0.35m,
0.9W/mK, 1800kg/m³, 995kJ/kgK)

***** VSTUPNÍ ÚDAJE *****

Výpočet proveden pro období od 21.1. do
21.1.

Časový krok: 300s

Objem místnosti : 578m³

Ve výpočtu bylo zavedeno:

Simulace oblačnosti: NE

Referenční rok: NE

Uvažován vliv sluneční radiace: ANO

Načtená klimatická data: NE

Osvětlení[1]: 8 - 16h, 500W

Větrání[1]: 0 - 24h, 30m³/h

Ostatní tepelné zdroje[1]: 8 - 16h, 750W

Ostatní tepelné zdroje[2]: 8 - 16h, 500W

Ostatní tepelné zdroje[3]: 16 - 24h, 500W

Ostatní tepelné zdroje[4]: 0 - 8h, 500W

Odpar vody: NE

Biologická produkce[1]: 8 - 16h, 75kg, počet
osob: 6

Sálavé plochy: NE

***** VÝSLEDKY *****

Maxima tepelné zátěže:

21.1. 15.92h: Citelné teplo Max= -1314.29W

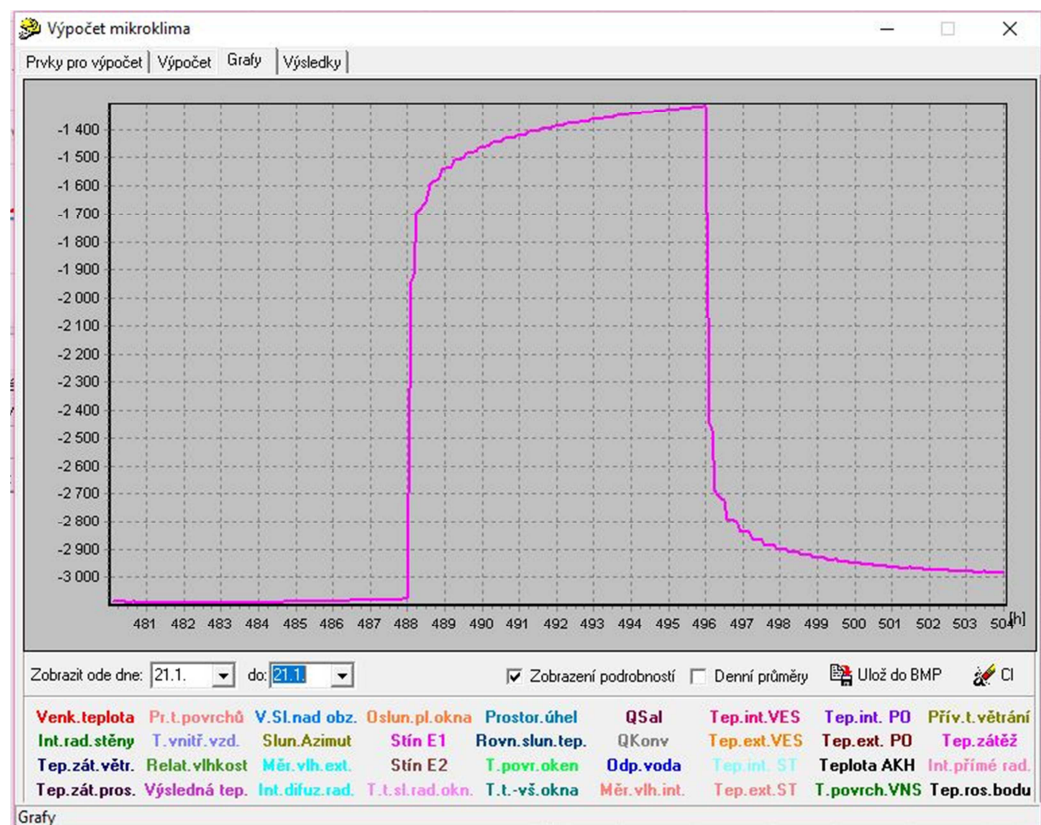
21.1. 2.5h: Citelné teplo Min= -3089.64W

21.1. 15.92h: Vázané teplo=275.83W Merna
T_z = -1W/K

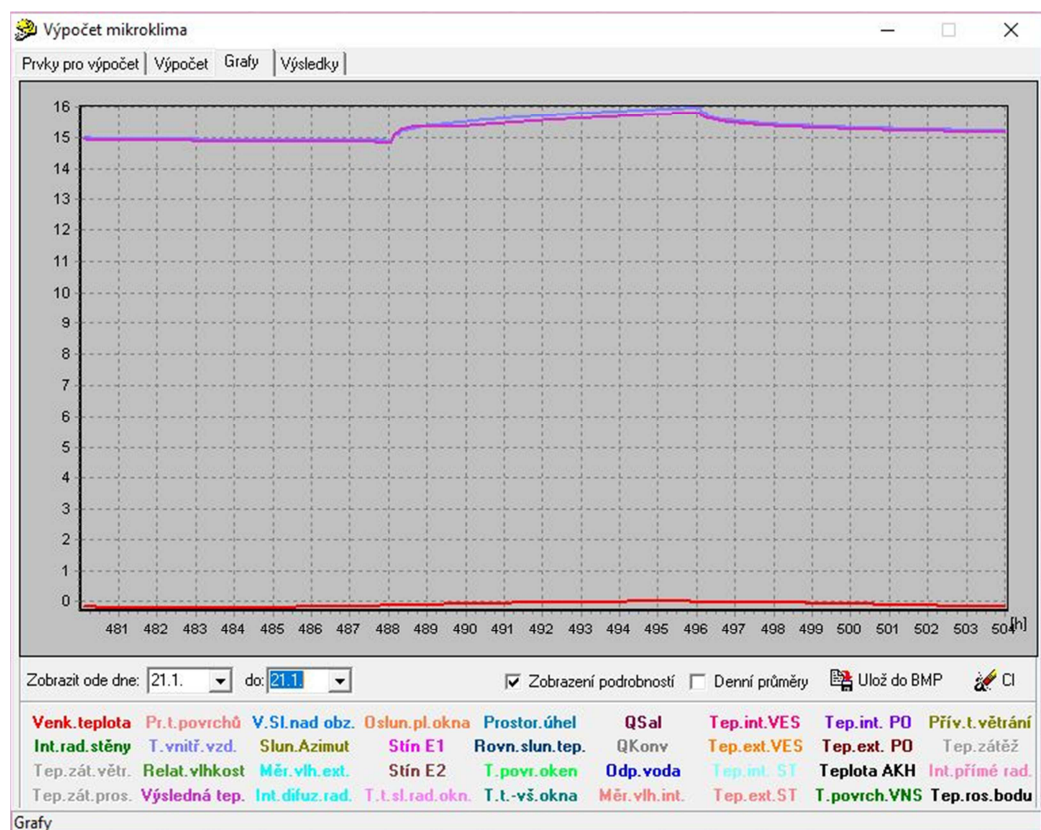
21.1. 15.92h: Potřeba chladu = 0kWh Po-
třeba tepla = 59.4kWh

Suma potřeby chladu = 0kWh

Suma potřeby tepla = 59.4kWh



Obrázek 29: TEPELNÁ ZÁTĚŽ – LABORATOŘE (0°C V EXT.)



Obrázek 30: TEPLoty LABORATOŘE (0°C V EXT.)

**VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE
ZA NESTACIONÁRNÍCH PODMÍNEK –
LABORATOŘE (+40°C v ext.)**

***** INFORMACE O PROJEKTU

***** ZADANÉ PRVKY DO VÝPOČTU

Venkovní stěna

+-----OS-S (26.67m², 0.42m, 0.1W/mK,
1610kg/m³, 1065kJ/kgK)

Venkovní stěna

+-----OS-V (31.88m², 0.42m, 0.1W/mK,
1610kg/m³, 1065kJ/kgK)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

+-----O1 (3.36m², 1.5W/m²K)

Venkovní stěna

+-----STŘECHA (170m², 0.6m, 0.15W/mK,
1500kg/m³, 1065kJ/kgK)

Symetrická stěna

+-----SV-Z (59.6m², 0.1m, 0.66W/mK,
875kg/m³, 1125kJ/kgK)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

+-----D1 (2.1m², 1.7W/m²K)

Další akumul. hmota

+-----nábytek (80m², 800kg, 800kJ/kgK)

Asymetrická stěna

+-----SV-J (25m², 0.15m, 0.089W/mK,
700kg/m³, 1135kJ/kgK)

Asymetrická stěna

+-----STROP SPODNÍ (170m², 0.35m,
0.9W/mK, 1800kg/m³, 995kJ/kgK)

***** VSTUPNÍ ÚDAJE *****

Výpočet proveden pro období od 21.8. do
21.8.

Časový krok: 300s

Objem místnosti : 578m³

Ve výpočtu bylo zavedeno:

Simulace oblačnosti: NE

Referenční rok: NE

Uvažován vliv sluneční radiace: ANO

Načtená klimatická data: NE

Osvětlení[1]: 8 - 16h, 500W

Větrání[1]: 0 - 24h, 30m³/h

Ostatní tepelné zdroje[1]: 8 - 16h, 750W

Ostatní tepelné zdroje[2]: 8 - 16h, 500W

Ostatní tepelné zdroje[3]: 16 - 24h, 500W

Ostatní tepelné zdroje[4]: 0 - 8h, 500W

Odpar vody: NE

Biologická produkce[1]: 8 - 16h, 75kg, počet
osob: 6

Sálavé plochy: NE

***** VÝSLEDKY *****

Maxima tepelné zátěže:

21.8. 15.92h: Citelné teplo Max= 6506.6W

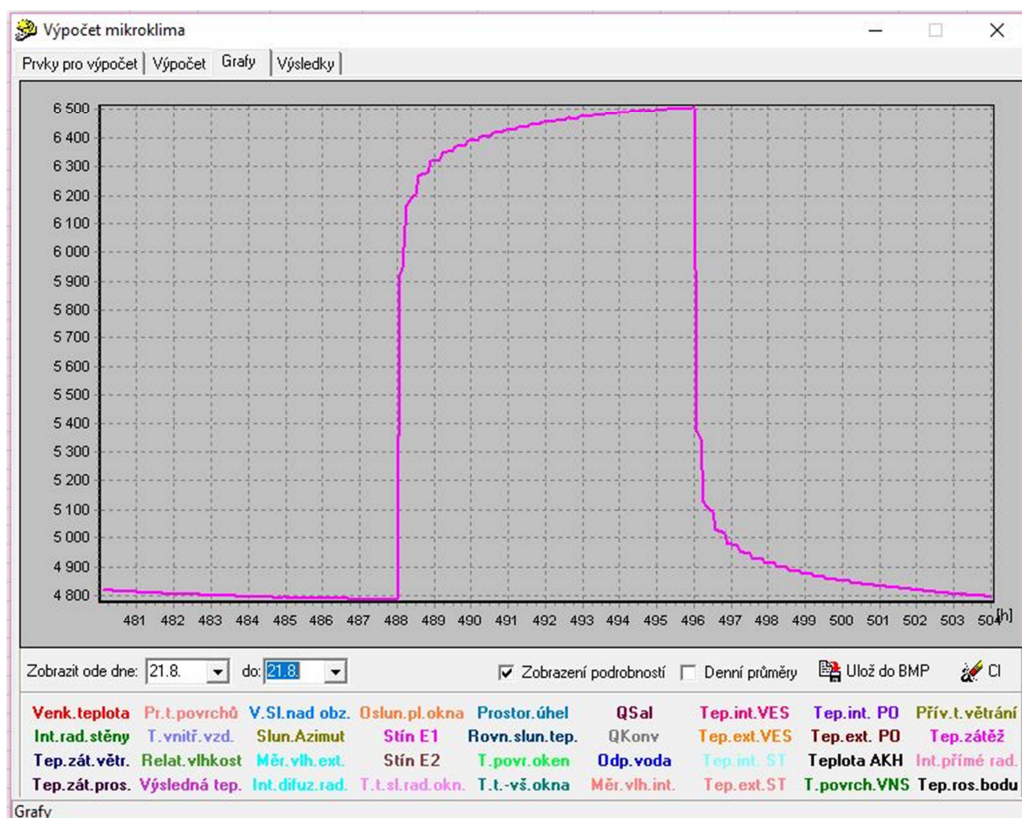
21.8. 7.75h: Citelné teplo Min= 4785.58W

21.8. 15.92h: Vázané teplo=275.83W Merna
Tz = 1.22W/K

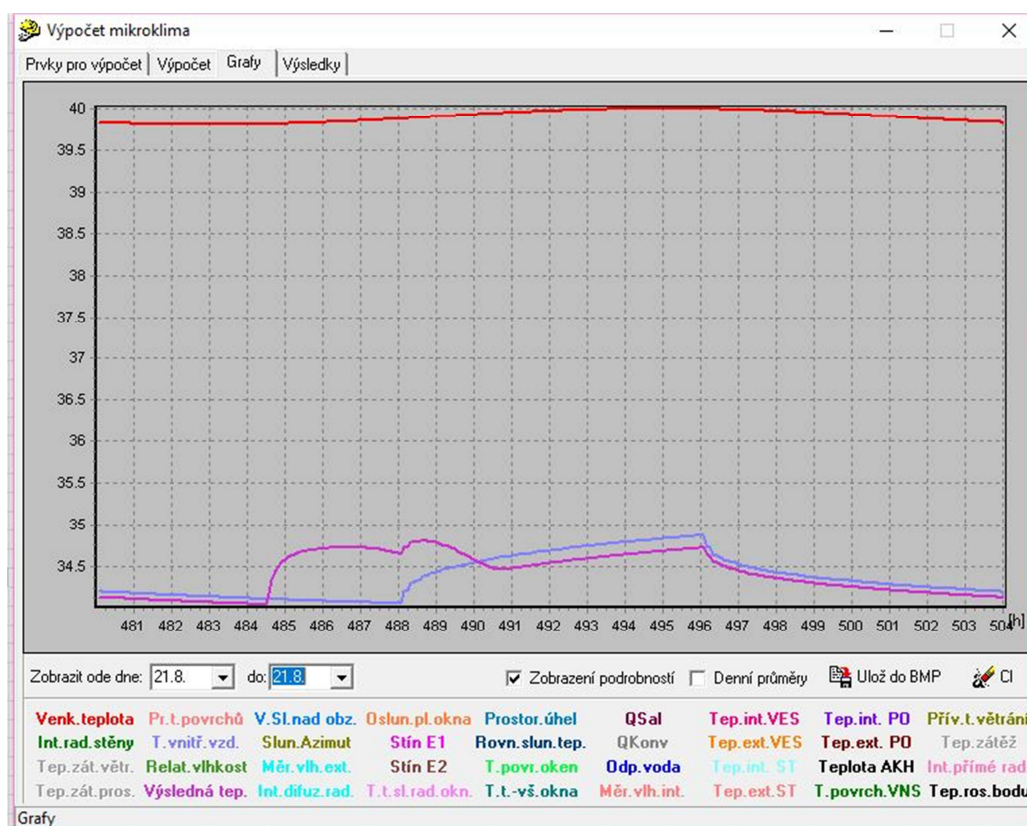
21.8. 15.92h: Potřeba chladu = 128.8kWh
Potřeba tepla = 0kWh

Suma potřeby chladu = 128.8kWh

Suma potřeby tepla = 0kWh



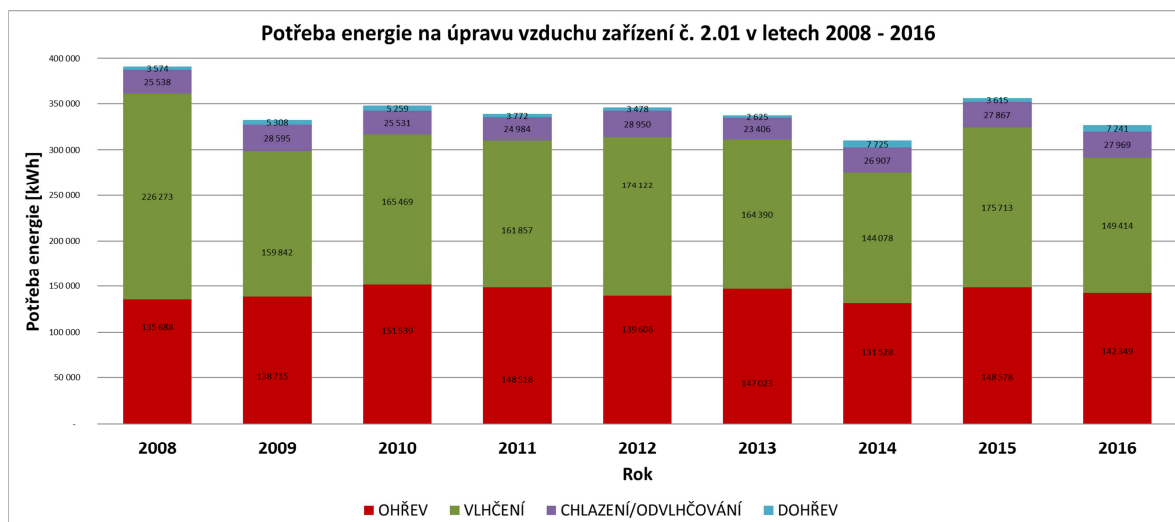
Obrázek 31: TEPELNÁ ZÁTĚŽ – LABORATOŘE (+40°C V EXT.)



Obrázek 32: TEPLITY LABORATOŘE (+40°C V EXT.)

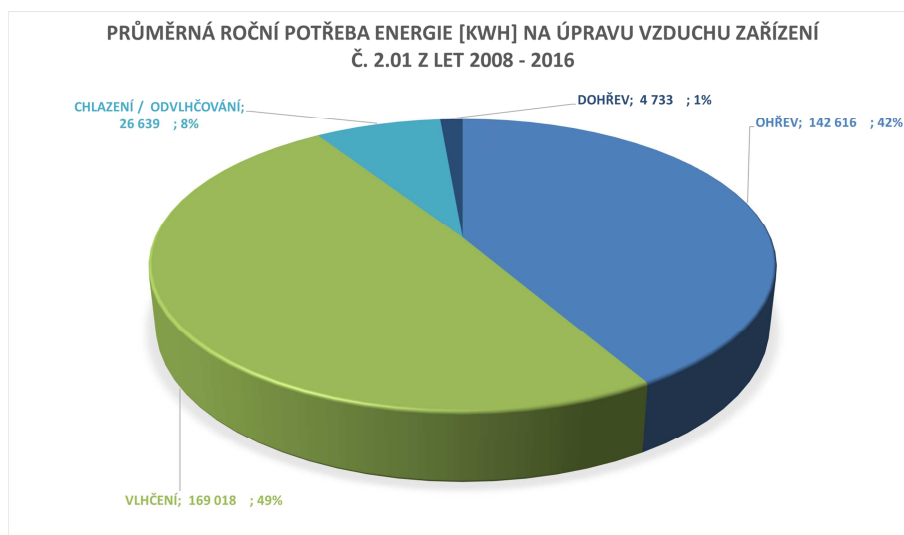
PRŮTOK VZDUCHU [m³/hod]	ROK HODINOVÝ INTERVAL	OHŘEV [kWh]	VLHČENÍ [kWh]	CHLAZENÍ / ODVLHČOVÁNÍ [kWh]	DOHŘEV [kWh]
2008					
5625	0:00-8:00	50 474	63 918	4 367	1 865
7500	8:00-16:00	47 207	101 571	13 773	434
5625	16:00-24:00	38 007	60 784	7 399	1 275
SUMA [kWh]		135 688	226 273	25 538	3 574
2009					
5625	0:00-8:00	51 123	45 071	5 625	3 071
7500	8:00-16:00	49 035	71 257	14 698	846
5625	16:00-24:00	38 556	43 514	8 272	1 391
SUMA [kWh]		138 715	159 842	28 595	5 308
2010					
5625	0:00-8:00	54 389	47 714	6 083	2 878
7500	8:00-16:00	54 894	73 147	11 988	974
5625	16:00-24:00	42 255	44 608	7 460	1 407
SUMA [kWh]		151 539	165 469	25 531	5 259
2011					
5625	0:00-8:00	52 133	46 974	4 284	2 079
7500	8:00-16:00	57 849	69 423	13 299	540
5625	16:00-24:00	38 536	45 460	7 401	1 153
SUMA [kWh]		148 518	161 857	24 984	3 772
2012					
5625	0:00-8:00	51 701	48 241	5 371	1 997
7500	8:00-16:00	49 823	77 477	14 304	507
5625	16:00-24:00	38 083	48 404	9 275	975
SUMA [kWh]		139 606	174 122	28 950	3 478
2013					
5625	0:00-8:00	52 867	46 630	4 125	1 596
7500	8:00-16:00	53 977	72 704	11 882	276
5625	16:00-24:00	40 180	45 056	7 399	753
SUMA [kWh]		147 023	164 390	23 406	2 625
2014					
5625	0:00-8:00	49 002	40 470	5 659	3 506
7500	8:00-16:00	46 284	64 631	12 926	1 739
5625	16:00-24:00	36 242	38 977	8 322	2 480
SUMA [kWh]		131 528	144 078	26 907	7 725
2015					
5625	0:00-8:00	52 370	50 392	5 816	2 115
7500	8:00-16:00	55 511	76 805	13 409	653
5625	16:00-24:00	40 698	48 516	8 643	847
SUMA [kWh]		148 578	175 713	27 867	3 615
2016					
5625	0:00-8:00	52 141	42 837	6 673	4 368
7500	8:00-16:00	51 790	65 449	12 757	1 137
5625	16:00-24:00	38 418	41 128	8 539	1 736
SUMA [kWh]		142 349	149 414	27 969	7 241
PRŮMĚRNÁ ROČNÍ POTŘEBA ENERGIE [kWh]		142 616	169 018	26 639	4 733
		OHŘEV [kWh]	VLHČENÍ [kWh]	CHLAZENÍ / ODVLHČOVÁNÍ [kWh]	DOHŘEV [kWh]

Tabulka 6: Hodnoty potřeb energie na jednotlivé úpravy vzduchu pro zařízení č. 2.01 v letech 2008 – 2016.



Graf 11: Hodnoty potřeb energie na jednotlivé úpravy vzduchu pro zařízení č. 2.01 v letech 2008 – 2016.

V další části textu jsou provedeny výpočty provozních nákladů jednotlivých variant. Výpočty jsou postaveny na průměrných potřebách energie na jednotlivé úpravy vzduchu z let 2008 – 2016. Ve výpočtech jsou zohledněny účinnosti jednotlivých systémů. V závěrečných součtech peněžních položek však **nejsou započítány náklady na úpravu a pořízení provozní vody v systémech vodního ohřevu, dohřevu a chlazení**; dále pak **pomocná energie na provoz čerpadel a pomocná energie systému MaR**. Tyto položky jsou ve srovnání s cenou energií na úpravu vzduchu **zanedbatelné**.



Graf 12: průměrná roční potřeba energie na úpravu vzduchu zařízení č. 2.01 z let 2008 - 2016

7.2.3.1 VARIANTA 1

Parní vlhčení:

- Roční potřeba páry: 217 309 kg/rok
- Parní výkon stávajícího vyvíječe páry CONDAIR Defensor Mk5: 2x28,8 kg/hod
- Příkon stávajícího vyvíječe páry CONDAIR Defensor Mk5: 2x22,4 kW
- Elektrická energie pro výrobu páry: **169 018 kWh/rok**

Pohon ventilátorů:

- Přívodní ventilátor – příkon 7,06 kW
- Odvodní ventilátor – příkon 3,2 kW
- Doba pohonu při 100% výkonu – 365 dní x 8 hod = 2 920 hod/rok provozu
- Doba pohonu při 75% výkonu – 365 dní x 16 hod = 5 840 hod/rok provozu
- Energetická náročnost přívodního ventilátoru – $7,06 \text{ kW} \times 2\,920 \text{ hod/rok} + 0,75 \times 7,06 \text{ kW} \times 5\,840 \text{ hod/rok} = 51\,538 \text{ kWh/rok}$
- Energetická náročnost odvodního ventilátoru – $3,20 \text{ kW} \times 2\,920 \text{ hod/rok} + 0,75 \times 3,20 \text{ kW} \times 5\,840 \text{ hod/rok} = 23\,360 \text{ kWh/rok}$
- Elektrická energie pro pohon ventilátorů: $51\,538 \text{ kWh/rok} + 23\,360 \text{ kWh/rok} = \mathbf{74\,898 \text{ kWh/rok}}$

Chlazení (odvlhčování) :

- Přímé chlazení:
 - SEER zdroje – 3,71
 - η distribuce – 0,95
 - η sdílení chladu – 0,95
 - Potřeba chladu – $0,5 \times 26\,638 \text{ kWh} = 13\,319 \text{ kWh/rok}$
 - Elektrická energie pro chlazení kondenzačními jednotkami: $13\,319 \text{ kWh} / (0,95 \times 0,95 \times 3,71) = \mathbf{3\,978 \text{ kWh/rok}}$
- Vodní chlazení:
 - SEER zdroje – 2,7
 - η distribuce – 0,9
 - η sdílení chladu – 0,86
 - Potřeba chladu - $0,5 \times 26\,638 \text{ kWh} = 13\,319 \text{ kWh/rok}$
 - Elektrická energie pro chlazení výrobníkem chladu: $13\,319 \text{ kWh} / (0,9 \times 0,86 \times 2,7) = \mathbf{6\,373 \text{ kWh}}$
- Celková elektrická energie pro chlazení: $3\,978 \text{ kWh} + 6\,373 \text{ kWh} = \mathbf{10\,351 \text{ kWh/rok}}$

Ohřev:

- η zdroje (CZT) – 0,95
- η distribuce – 0,85
- η sdílení tepla – 0,80
- Potřeba tepla – $142\,616 \text{ kWh/rok}$
- Celková spotřebovaná tepelná energie na ohřev: $142\,616 \text{ kWh/rok} \times (1 + 0,95 \times 0,85 \times 0,8) = \mathbf{234\,746 \text{ kWh/rok}}$

Dohřev:

- η zdroje (topné elektrické tyče) – 0,94
- η sdílení tepla - 0,99
- Potřeba tepla – $4\,7330 \text{ kWh/rok}$

- Celková spotřebovaná elektrická energie na dohřev: $4\,733 \text{ kWh/rok} \times (1+0,99 \times 0,94)$
= **9 132 kWh/rok**

Při výpočtu provozních nákladů bylo uvažováno s reálnými cenami energií, které vycházejí z průměru průměrné sazby pro administrativní budovy za poslední tři roky:

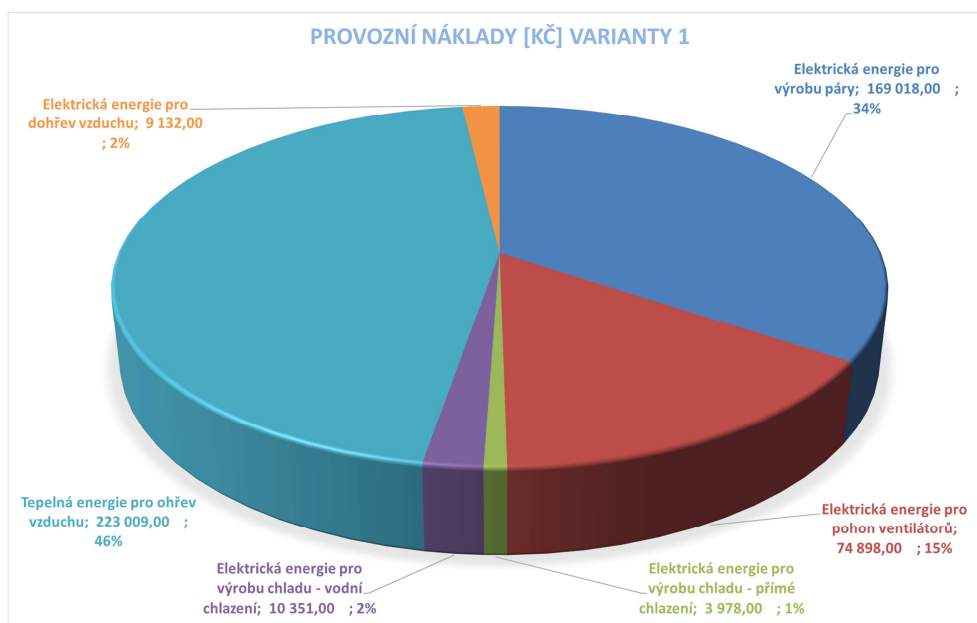
- Jednotková cena elektrické energie: 3,40 Kč/kWh
- Jednotková cena tepelné energie: 2,70 Kč/kWh

Roční provozní náklady na elektrickou energii: $(169\,018 \text{ kWh/rok} + 74\,898 \text{ kWh/rok} + 10\,351 \text{ kWh/rok} + 9\,132 \text{ kWh/rok}) \times 3,40 = \mathbf{895\,557 \text{ Kč/rok}}$

Roční provozní náklady na tepelnou energii: $234\,746 \text{ kWh/rok} \times 2,70 = \mathbf{633\,814 \text{ Kč/rok}}$

Celkové roční provozní náklady bez DPH: $895\,557 \text{ Kč/rok} + 633\,814 \text{ Kč/rok} =$

1 529 371 Kč/rok



Graf 13: Provozní náklady varianty 1

7.2.3.2 VARIANTA 2

Parní vlhčení:

- Roční potřeba páry: 217 309 kg/rok
- Parní výkon stávajícího vyvíječe páry CONDAIR Defensor Mk5: 2x28,8 kg/hod
- Příkon stávajícího vyvíječe páry CONDAIR Defensor Mk5: 2x22,4 kW
- Elektrická energie pro výrobu páry: **169 018 kWh/rok**

Pohon ventilátorů:

- Přívodní ventilátor – příkon 5,96 kW
- Odvodní ventilátor – příkon 2,87 kW

- Doba pohonu při 100% výkonu – 365 dní x 8 hod = 2 920 hod/rok provozu
- Doba pohonu při 75% výkonu – 365 dní x 16 hod = 5 840 hod/rok provozu
- Energetická náročnost přívodního ventilátoru – 5,96 kW x 2 920 hod/rok + 0,75x5,96kW x 5840 hod/rok = 43 508 kWh/rok
- Energetická náročnost odvodního ventilátoru – 2,87 kW x 2 920 hod/rok + 0,75x2,87kW x 5840 hod/rok = 20 951 kWh/rok
- Elektrická energie pro pohon ventilátorů: 43 508 kWh/rok + 20 951 kWh/rok = **64459 kWh/rok**

Chlazení (odvlhčování) :

- Vodní chlazení:
 - SEER zdroje – 2,70
 - η distribuce – 0,9
 - η sdílení chladu – 0,86
 - Potřeba chladu - 26 638 kWh
 - Elektrická energie pro chlazení výrobníkem chladu: 26 638 kWh / (0,9x0,86x2,70) = **12 747 kWh/rok**
- Celková elektrická energie pro chlazení: **12 747 kWh/rok**

Ohřev:

- η zdroje (CZT) – 0,95
- η distribuce – 0,85
- η sdílení tepla – 0,80
- Potřeba tepla – 135 485 kWh/rok
- Celková spotřebovaná tepelná energie na ohřev: 135 485 kWh/rok x (1 + 0,95x0,85x0,8) = **223 009 kWh/rok**

Dohřev:

- η zdroje (CZT) – 0,95
- η sdílení tepla - 0,85
- Potřeba tepla – 4 733 kWh/rok
- Celková spotřebovaná tepelná energie na dohřev: 4 733 kWh/rok x (1+0,95x0,85) = **8 555 kWh/rok**

Při výpočtu provozních nákladů bylo uvažováno s reálnými cenami energií, které vycházejí z průměru průměrné sazby pro administrativní budovy za poslední tři roky:

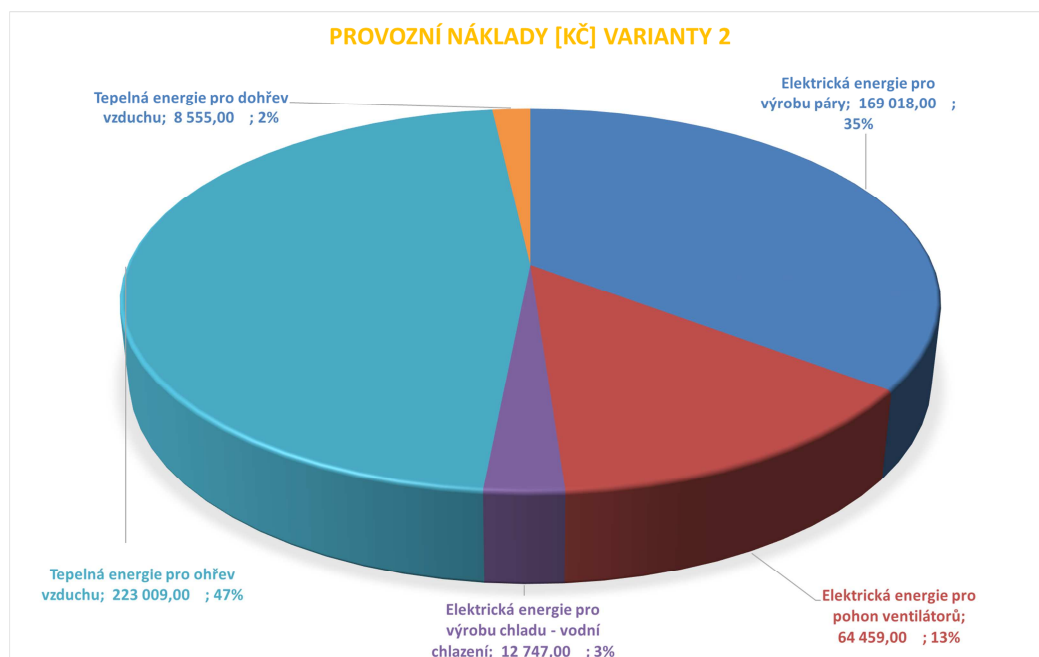
- Jednotková cena elektrické energie: 3,40 Kč/kWh
- Jednotková cena tepelné energie: 2,70 Kč/kWh

Roční provozní náklady na elektrickou energii: (169 018 kWh/rok + 64.459 kWh/rok + 12747Wh/rok) x 3,40 = **837 162 Kč/rok**

Roční provozní náklady na tepelnou energii: (234 746 kWh/rok + 8 555 kWh/rok) x 2,70 = **656 913 Kč/rok**

Celkové roční provozní náklady bez DPH: 837 162 Kč/rok + 656 913 Kč/rok =

1 494 075 Kč/rok



Graf 14: Provozní náklady varianty 2

7.2.4 SHRNUÍ VÝSLEDKŮ

Jednotka	Veličina	Varianta 1	Varianta 2
kWh	Elektrická energie pro výrobu páry	169 018,00	169 018,00
	Elektrická energie pro pohon ventilátorů	74 898,00	64 459,00
	Elektrická energie pro výrohu chladu - přímé chlazení	3 978,00	-
	Elektrická energie pro výrohu chladu - vodní chlazení	10 351,00	12 747,00
	Tepelná energie pro ohřev vzduchu	234 746,00	223 009,00
	Elektrická energie pro dohřev vzduchu	9 132,00	-
	Tepelná energie pro dohřev vzduchu	-	8 555,00
Kč/kWh	Cena elektrické energie	3,40	3,40
	Cena tepelné energie	2,70	2,70
Kč	Roční provozní náklady na elektrickou energii	895 557,00	837 162,00
	Roční provozní náklady na tepelnou energii	633 814,00	656 913,00
	Celkové roční provozní náklady bez DPH	1 529 371,00	1 494 075,00

Pozn.: Uvedených výsledků bylo dosaženo teoretickým výpočtem za pomoci zavedení předpokladů. Výsledky se mohou lišit od reálných hodnot.

Tabulka 7: Přehled položek provozních nákladů obou variant

Základní parametry investice

Doba životnosti projektu: 15 [počet let] ???

Celková investice do zařízení: 1111000 [Kč] ???

Úvěr nutný pro pořízení zařízení ???

Úvěr (vypůjčená částka): 0 [Kč]

Úroková sazba: 0 [%]

Doba splácení úvěru: 0 [počet let]

Roční výnos z provozovaného zařízení ???

Roční výnos z pořízovaného zařízení: [Kč]

Roční změna výnosu z pořízovaného zařízení: [%]

Roční náklady na provoz pořízovaného zařízení ???

	Roční náklady [Kč]	Roční změna nákladů [%]
č. 1	1529371	0
č. 2	0	0

Doplňkové parametry investice

Diskont - výnos alternativní investice: 2 % ???

Bude se danit zisk z projektu? ??? ☒ Ne ☐ Ano

Vypočítat

VÝSLEDKY

NPV - čistá současná hodnota projektu: -20762291 Kč ???

Roční ekvivalentní finanční toky investice: -1615835 Kč ???

Doba návratnosti: neexistuje

Diskontovaná doba návratnosti: neexistuje

IRR - vnitřní výnosové procento investice: neexistuje

„ODTÉKÁ ROČNĚ MÉNĚ
PENĚŽ NEŽ VE VARIANTĚ 2“

Tabulka 8: Výpočet efektivity investice – varianta 1 [zdroj: www.tzb-info.cz]

Základní parametry investice

Doba životnosti projektu: 15 [počet let] ???

Celková investice do zařízení: 1790500 [Kč] ???

Úvěr nutný pro pořízení zařízení ???

Úvěr (vypůjčená částka): 0 [Kč]

Úroková sazba: 0 [%]

Doba splácení úvěru: 0 [počet let]

Roční výnos z provozovaného zařízení ???

Roční výnos z pořízovaného zařízení: [Kč]

Roční změna výnosu z pořízovaného zařízení: [%]

Roční náklady na provoz pořízovaného zařízení ???

	Roční náklady [Kč]	Roční změna nákladů [%]
č. 1	1494075	0
č. 2	0	0

Doplňkové parametry investice

Diskont - výnos alternativní investice: 2 % ???

Bude se danit zisk z projektu? ??? ☒ Ne ☐ Ano

Vypočítat

VÝSLEDKY

NPV - čistá současná hodnota projektu: -20988263 Kč ???

Roční ekvivalentní finanční toky investice: -1633422 Kč ???

Doba návratnosti: neexistuje

Diskontovaná doba návratnosti: neexistuje

IRR - vnitřní výnosové procento investice: neexistuje

„ODTÉKÁ ROČNĚ VÍCE
PENĚŽ NEŽ VE VARIANTĚ 1“

Tabulka 9: Výpočet efektivity investice – varianta 2 [zdroj: www.tzb-info.cz]

7.2.5 PRO A PROTI JEDNOTLIVÝCH VARIANT

7.2.5.1 VARIANTA 1



- Nižší pořizovací náklady
- Vyšší hodnota NPV – ekonomická dynamická metoda výpočtu návratnosti investice (Metoda čisté současné hodnoty) prokázala vhodnost varianty 1
- Menší časová náročnost instalace – výměna jednoho ventilátoru, přidání jednoho segmentu VZT jednotky s výparníky, natažení rozvodů chladiva, usazení kondenzačních jednotek, dopojení rozvodů, dopojení elektrických topných tyčí a zbylé elektrotechniky
- Menší logistické nároky – všechny díly jsou přepravitelné ručně, dopravení jednotlivých dílů nebrání přirozené překážky (velikost dveří, šířka chodeb, převýšení, aj. překážky)



- Vyšší provozní náklady
- Nižší bezpečnost provozu kvůli elektrickému dohřevu
- Vyšší nároky na servis systému přímého chlazení

7.2.5.2 VARIANTA 2



- Nižší provozní náklady
- Vyšší bezpečnost provozu díky teplovodnímu výměníku ve funkci dohřevu oproti elektrickému dohřevu ve variantě 1
- Nižší nároky na servis systému chlazení
- Zařízení je zcela nové, neopotřebované (je možné uvažovat vyšší účinnosti ZZT, ventilátorů, atd.)



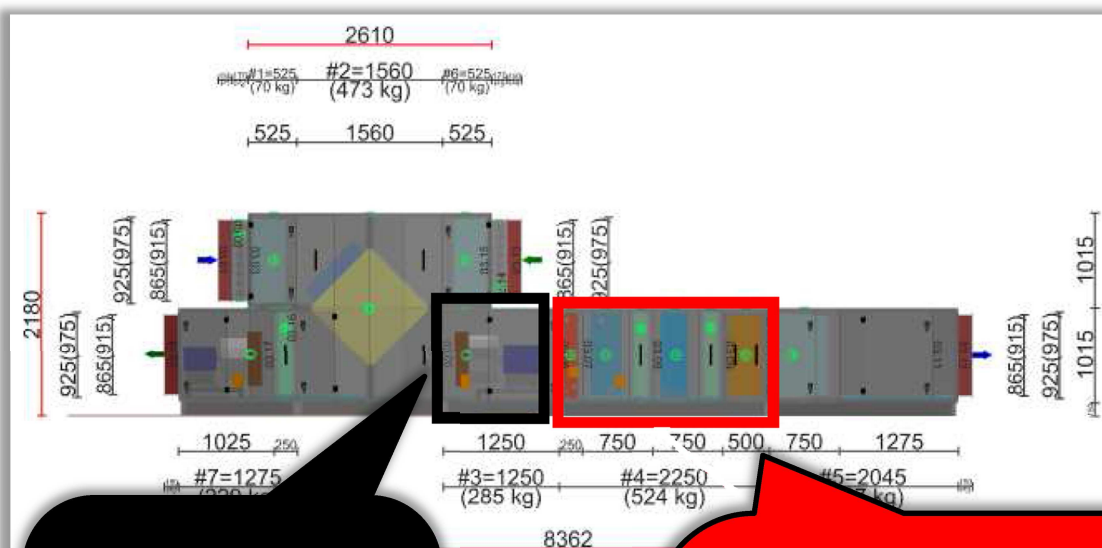
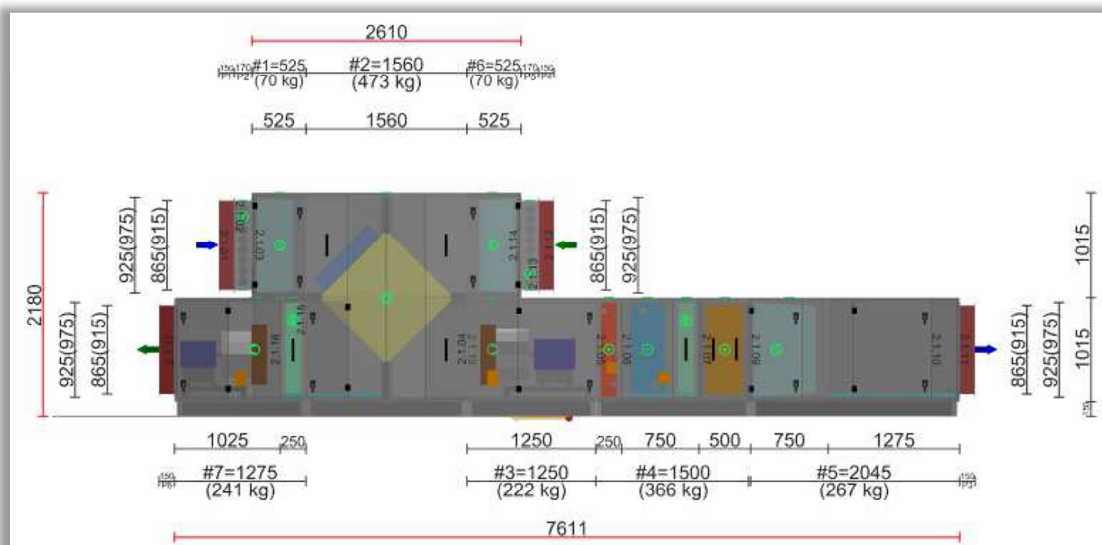
- Vyšší pořizovací náklady
- Nižší hodnota NPV – ekonomická dynamická metoda výpočtu návratnosti investice (Metoda čisté současné hodnoty) NEprokázala vhodnost varianty 2
- Větší časová náročnost instalace – bylo by nutné kompletně dekonstruovat instalovanou jednotku, usadit novou jednotku, dopojit rozvody vody na ohřev, dohřev, chlazení, osadit kompletně znovu komponenty systému MaR, dopojit rozvody elektro, zaregulovat vodní systémy, atd.
- Větší logistické nároky – jsou možné min. dva způsoby dopravy zařízení na místo (i z místa) instalace a to, buď pomocí jeřábu na střechu, který instalaci urychlí, ale prodraží, a nebo po jednotlivých segmentech, které jsou poměrně těžké a manipulace s nimi by byla dosti obtížná.
- Větší prostorové nároky.

7.2.6 VYHODNOCENÍ

I přestože je bezpečnost velice důležitým parametrem, který hovoří jasně pro volbu **varianty 2**, **pro konečnou realizaci navrhuji variantu 1**, která bude dále zpracována ve stupni provádění projektové dokumentace. Tato možnost se jeví jako technicky vhodnější zejména kvůli kratší době instalace a uvádění do provozu. Tento fakt je pro zákazníka velice důležitý, neboť delší doba rekonstrukce pro něj znamená ušlý zisk. Také ekonomické zhodnocení pomocí dynamické metody NPV ukázalo **variantu 1** jako investičně více vhodnou.

8 ROZPRACOVÁNÍ VARIANTY 1

8.1 ÚPRAVA ZAŘÍZENÍ Č. 2.01



V tomto segmentu bude nahrazen původní ventilátor s EC motorem o výkonu 7.5 kW novým ventilátorem s AC motorem o výkonu 11 kW. Součástí změny bude instalace nově naprogramovaného frekvenčního měniče (FM naprogramován na analogové ovládání 0-10V + kontakt pro povolení chodu; nastavení je možné operativně změnit na stavebníšti)

Vyznačený segment č. 4 bude instalován jako zcela nový. Součástí dodávky bude:

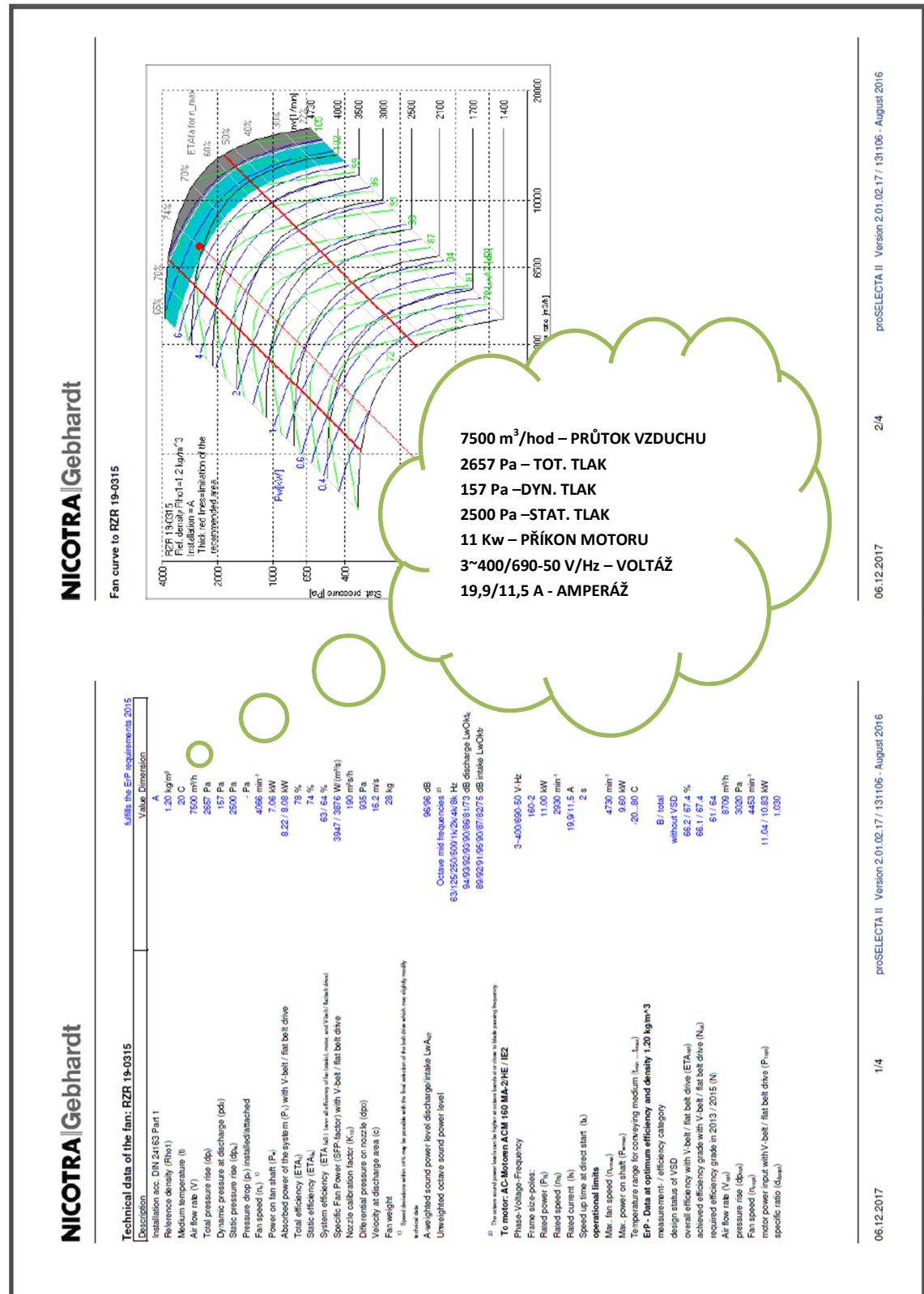
- Nový plášť bloku č.4
- Dva okruhy chladiče přímého chlazení
- Eliminátor kapek
- Vany pro odvod kondenzátu
- A 1x soustava pro odvod kondenzátu

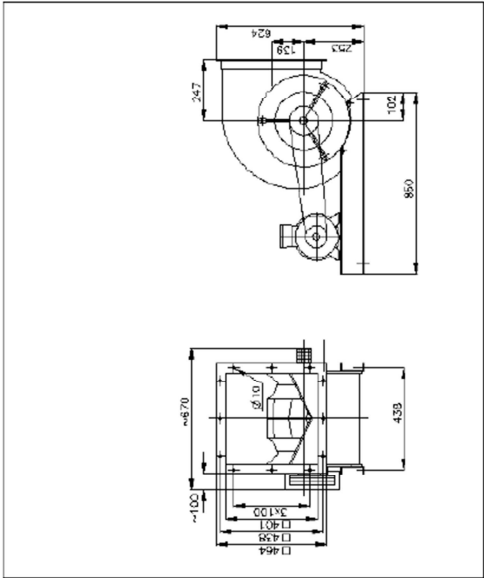
Do nového segmentu budou opětovně instalovány tyto komponenty:

- Vodní ohřivač
- Vodní chladič
- Eliminátor kapek vodního chladiče
- Elektrický ohřivač – dle reálného stavu je napojeno 15 tyčí. Je možné dopojit zbylých 15 top. tyčí (z původních 15 kW navýšeno na 30x1kW = 30kW – potřebný výkon 27 kW)
- Nová sekce bude délky 2250mm (původně 1500 mm)

8.2 NÁVRH TECHNICKÝCH KOMPONENT UPRAVENÉHO ZAŘÍZENÍ Č. 2.01

8.2.1 NÁVRH PŘÍVODNÍHO VENTILÁTORU





Motor fitted to:
Position:
Handling:

Base frame compact
RD
90

Technical data of fan, motor and V-belt drive

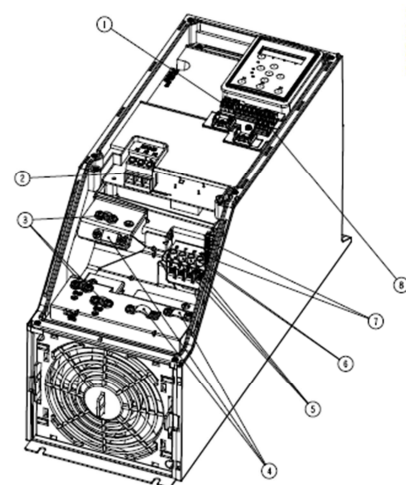
Fan: RZR 19-0315 RD / 90 / G			
Install. acc. to DIN 24163 part 1	: A		
Reference density (P _{ref})	: 1.20 kg/m ³		
Air flow rate (V)	: 7566 m ³ /h		
Total pressure rise (dp _t)	: 2704 Pa		
Static pressure rise (dp _s)	: 2254 Pa		
Energy efficiency	: 4102 1/min		
Power on shaft (P _{sh})	: 7.25 kW		
Motor			
Status/Id.No.	: Scope of supply / 184213		
Manufacturer	: AC-Motoren		
Designation	: ACM 160 MA-2HE / IE2		
Size	: 160MA-2		
Protection class	: B3		
Protection	: IP55		
Remark:			
V-Belt Drive			
Fan pulley			
Diameter	: 160 mm		
Profile/Grooves	: SPZ22		
Id.No.	: 16163		
Motor pulley			
Diameter	: 224 mm		
Profile/Grooves	: SPZ22		
Id.No.	: 16169		
Notes:			
Be aware of pulley supplier's balancing quality!			
V-Belt (assorted)			
Profile	: SPZ		
Centre distance	: 520 mm		
Tensioning of V-Belt			
Method 1: Measuring the deflection of belt at middle of free belt length under a given test force:			
Test force	: 15 N		
Method 2: Measuring the vibration frequency of belt at middle of free belt length:			
Vibration frequency	: 55 Hz		
The test force indicated has to be checked after running in of the drive. New belts have to be checked after approx. 0.5 to 4 hours of operation.			
Belt guard			
Designation	: R 13		
Id.No.:	standard / ATEX		
Remark:	: 55432 / 186208		

Obrázek 33: Ventilátor NICOTRA Gebhardt

8.2.2 NÁVRH FREKVENČNÍHO MĚNIČE



Obrázek 34: Foto frekvenčního měniče VLT HVAC Basic Drive FC 101



Obrázek 1.15 Rám I4
IP54 380–480 V 0,75–4,0 kW

Typ. Výkon na hřídeli: 11 kW
Max vstupní proud spojitý: 22,1 A
Max vstupní proud přerušovaný: 24,3 A
Rám IP54: velikost I4

1	RS-485
2	Vstup Line in
3	Země
4	Svorky
5	Motor
6	UDC
7	Relé
8	I/O

Měnič kmitočtu	PK75	P1K5	P2K2	P3K0	P4K0	P5K5	P7K5	P11K	P15K	P18K	P11K	P15K	P18K	P22K	P30K	P37K	P45K	P55K	P75K	P90K
Typický výkon na hřídeli [kW]	0,75	1,5	2,2	3,0	4,0	5,5	7,5	11	15	18,5	11	15	18,5	22,0	30,0	37,0	45,0	55,0	75,0	90,0
Typický výkon na hřídeli [HP]	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	7,5	10,0	15	20	25	15,0	20	25,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	100,0	125,0
Rám IP54	I2	I2	I2	I2	I2	I3	I3	H	H	I4	I5	I5	I5	I6	I6	I6	I7	I7	I8	I8
Max. velikost kabelu ve svorkách (síťový, motorový) [mm ² /AWG]	4/10	4/10	4/10	4/10	4/10	4/10	4/10	16/6	16/6	16/6	10/7	10/7	10/7	35/2	35/2	35/2	50/1	50/1	95/ (3/0)	120/ (4/0)
Výstupní proud	Teplota okolí 40 °C																			
Spojité (3 x 380–440 V) [A]	Spojité (3 x 380–440 V) [A]	2,2	3,7	5,3	7,2	9,0	12,0	15,5	23,0	31,0	37,0	24	32	37,5	44,0	61,0	73,0	90,0	106,0	147,0
	Přerušovaný (3 x 380–440 V) [A]	2,4	4,1	5,8	7,9	9,9	13,2	17,1	25,3	34,0	40,7	26,2	35,2	41,3	48,4	67,1	80,3	99,0	116,6	161,7
	Spojité (3 x 440–480 V) [A]	2,1	3,4	4,8	6,3	8,2	11,0	14,0	21,0	27,0	34,0	21	27	34	40,0	52,0	65,0	80,0	105,0	130,0
	Přerušovaný (3 x 440–480 V) [A]	2,3	3,7	5,3	6,9	9,0	12,1	15,4	23,1	29,7	37,4	23,1	29,7	37,4	44,0	57,2	71,5	88,0	115,5	143,0
Max. vstupní proud																				
Spojité (3 x 380–440 V) [A]	Spojité (3 x 380–440 V) [A]	2,1	3,5	4,7	6,3	8,3	11,2	15,1	22,1	29,9	35,2	22	29	34	41,8	57,0	70,3	84,2	102,9	140,3
	Přerušovaný (3 x 380–440 V) [A]	2,3	3,9	5,2	6,9	9,1	12,3	16,6	24,3	32,9	38,7	24,2	31,9	37,3	46,0	62,7	77,4	92,6	113,1	154,3
	Spojité (3 x 440–480 V) [A]	1,8	2,9	3,9	5,3	6,8	9,4	12,6	18,4	24,7	29,3	19	25	31	36,0	49,2	60,6	72,5	88,6	120,9
	Přerušovaný (3 x 440–480 V) [A]	2,0	3,2	4,3	5,8	7,5	10,3	13,9	20,2	27,2	32,2	20,9	27,5	34,1	39,6	54,1	66,7	79,8	97,5	132,9
Max. síťové pojistky	Viz 1.3.6 Pojistky																			

Tabulka 10: Charakteristiky měniče

Měníč kmitočtu	PK7S	P1K5	PK2K2	PK3K	PK4K	PK5K	PK7K	P11K	P15K	P18K	PK11	PK15	P18K	P22K	P30K	P37K	P45K	P55K	P75K	P90K
Odhadovaná výkonová ztráta [W], nejlepší/typická ¹⁾	21/ 16	46/ 57	46/ 58	66/ 83	95/ 118	104/ 131	159/ 198	248/ 274	412/ 412	242	330	330	396	496	734	995	840	1099	1520	1781
Hmotnost krytí IP54 [kg]	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	7,2	7,2	13,8	13,8	3	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23
Účinnost [%], nejlepší/obvyklá ¹⁾	98,0/ 97,6	97,7/ 97,2	98,3/ 97,9	98,2/ 97,8	98,0/ 97,6	98,4/ 98,0	98,2/ 97,8	98,1/ 97,9	98,0/ 97,8	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9	98,0/ 97,9
Výstupní proud																				
	Tepnota okolí 50 °C																			
Spojité (3 x 380–440 V) [A]	1,93	3,7	4,85	6,3	7,5	10,9	14,0	20,9	28,0	33,0	41,2	41,2	49,6	62,3	84,0	109,9	90,9	117,9	159,9	183,9
Přerušované (3 x 380–440 V) [A]	2,1	4,07	5,4	6,9	9,2	12,0	15,4	23,0	30,8	36,0	44,2	44,2	53,7	67,4	90,0	117,9	97,2	125,9	167,9	195,9
Spojité (3 x 440–480 V) [A]	1,8	3,4	4,4	5,5	6,8	10,0	12,6	19,1	24,0	28,8	36,0	36,0	43,2	54,0	72,0	96,0	79,2	102,0	136,0	158,4
Přerušované (3 x 440–480 V) [A]	2,0	3,7	4,8	6,1	8,3	11,0	13,9	21,0	26,4	31,6	39,6	39,6	47,5	59,4	79,2	105,6	87,6	110,4	147,6	171,6

Odhadovaná výkonová ztráta:

274 W

Hmotnost: 13,8 kg

Účinnost: 97,9%

Spojité výst. proud: 20,9 A

Přerušované výst. Proud: 23,0 A

Tabulka 11: Charakteristiky měniče

	Jistič		Pojistka				
	UL	Bez shody s UL	UL				Bez shody s UL
			Bussmann	Bussmann	Bussmann	Bussmann	Max. velikost pojistky
Výkon [kW]			Typ RK5	Typ RK1	Typ J	Typ T	Typ G
0,25			FRS-R-10	KTN-R10	JKS-10	JIN-10	10
0,37			FRS-R-10	KTN-R10	JKS-10	JIN-10	10
0,75			FRS-R-10	KTN-R10	JKS-10	JIN-10	10
1,5			FRS-R-10	KTN-R10	JKS-10	JIN-10	10
2,2			FRS-R-15	KTN-R15	JKS-15	JIN-15	16
3,7			FRS-R-25	KTN-R25	JKS-25	JIN-25	25
5,5			FRS-R-50	KTN-R50	JKS-50	JIN-50	50
7,5			FRS-R-50	KTN-R50	JKS-50	JIN-50	50
11			FRS-R-80	KTN-R80	JKS-80	JIN-80	65
15	Cutler-Hammer	Moeller NZMB1-	FRS-R-100	KTN-R100			125
18,5	EGE3100FFG	A125	FRS-R-100	KTN-R100			125
22	Cutler-Hammer	Moeller NZMB1-	FRS-R-150				160
30	JGE3150FFG	A160	FRS-R-150				160
37	Cutler-Hammer	Moeller NZMB1-	FRS-R-200				200
45	JGE3200FFG	A200	FRS-R-200				200
3 x 380–480 V IP20							
0,37			FRS-R-10				10
0,75			FRS-R-10				10
1,5			FRS-R-10				10
2,2			FRS-R-15				16
3			FRS-R-15				16
4			FRS-R-15	KTS-R15	JJS-15	JJS-15	16
5,5			FRS-R-25	KTS-R25	JJS-25	JJS-25	25
7,5			FRS-R-25	KTS-R25	JJS-25	JJS-25	25
11			FRS-R-50	KTS-R50	JJS-50	JJS-50	50
15			FRS-R-50	KTS-R50	JJS-50	JJS-50	50
18,5			FRS-R-80	KTS-R80	JJS-80	JJS-80	65
22			FRS-R-80	KTS-R80	JJS-80	JJS-80	65
30	Cutler-Hammer	Moeller NZMB1-	FRS-R-80	KTS-R80	JJS-80	JJS-80	80
37	EGE3125FFG	A125	FRS-R-100	KTS-R100	JJS-100	JJS-100	100
45			FRS-R-125	KTS-R125	JJS-125	JJS-125	125
55	Cutler-Hammer	Moeller NZMB1-	FRS-R-150	KTS-R150	JJS-150	JJS-150	150
75	JGE3200FFG	A200	FRS-R-200	KTS-R200	JJS-200	JJS-200	200
90	Cutler-Hammer	Moeller NZMB2-	FRS-R-250	KTS-R250	JJS-250	JJS-250	250
	JGE3250FFG	A250					

Pojistka typ G 50

Tabulka 12: Jištění frekvenčního měniče

Typ RFI filtru	Emise šířené vedením. Maximální délka stíněného kabelu [m]						Vyzařované emise			
	Průmyslové prostředí				Domácnosti a lehký průmysl		Průmyslové prostředí		Domácnosti a lehký průmysl	
	EN 55011 třída A2		EN 55011 třída A1		EN 55011 třída B		EN 55011 třída A1		EN 55011 třída B	
	Bez externího filtru	S externím filtrem	Bez externího filtru	S externím filtrem	Bez externího filtru	S externím filtrem	Bez externího filtru	S externím filtrem	Bez externího filtru	S externím filtrem
H4 RFI filtr (třída A1)										
0,25–11 kW 3 x 200– 240 V IP20			25	50		20	Ano	Ano		Ne
0,37–22 kW 3 x 380– 480 V IP20			25	50		20	Ano	Ano		Ne
H2 RFI filtr (třída A2)										
1,5–45 kW 3 x 200– 240 V IP20	25						Ne		Ne	
30–90 kW 3 x 380– 480 V IP20	25						Ne		Ne	
0,75–18,5 kW 3 x 380– 480 V IP54	25						Ano			
22–90 kW 3 x 380– 480 V IP54	25						Ne		Ne	
H3 RFI filtr (třída A1/B)										
1,5–45 kW 3 x 200– 240 V IP20			50		20		Ano		Ne	
30–90 kW 3 x 380– 480 V IP20			50		20		Ano		Ne	
0,75–18,5 kW 3 x 380– 480 V IP54			25		10		Ano			
22–90 kW 3 x 380– 480 V IP54			50		10		Ano		Ne	

Tabulka 13: Test EMC

**Integrovaný vysoko-
frekvenční RFI filtr
třídy B1 dle EN 55011**

8.2.3 ODHAD DOSAVADNÍ FUNKČNOSTI STÁVAJÍCÍHO VODNÍHO CHLADIČE

ROEN EST S.p.A.

34077 Ronchi dei Legionari (GO) - Italy

Tel.: +39 0481 474140 - Fax: +39 0481 779997

http: www.roenest.com - e-mail: info@roenest.com

ROENEST
GROUP
HEAT EXCHANGERS AND MORE

Client: Vodní chladič odhad současný stav
Attention of:
Your Rif. No:
Our Rif. No:
Operator:

Date: 03/10/2016 11:31
File: 51/

Cooling Coil: Roen Est Code 8.35.CU.11.AL.22.08.0765.21.W.X.X.044.176.R 2 1/2" L

Tube Material: CU-.35 Ext. Surface: 125,7 m² Volume: 26,2 dm³
Fin Material: AL-.11 Int. Surface: 5,36 m² **Weight: 63,5 kg**

External Gas: Air Std / 98,76 kPa
Flow Rate: 2,08 m³/s = 7500 m³/h 2,44 kg/s
Velocity: 3,54 m/s
Inlet and Outlet Temp.: 34,7 °C → 19,2 °C
Inlet and Outlet Rel. Humidity: 43 % → 90,9 %
Inlet and Outlet Water Cont.: 15,29 g/kg → 12,96 g/kg
Condensed Water: 5,69 g/s
Sensible Heat Factor: 0,73
Pressure Drop: 331 Pa

Internal Fluid: Water
Flow Rate: 2,03 l/s = 7298 l/h 2,03 kg/s
Velocity: 0,37 m/s
Inlet and Outlet Temp.: 10 °C → 16,3 °C
Pressure Drop: 1,5 kPa

Capacity: 53,57 kW CounterFlow Calculation
Above Sea Level: 215 m

Hmotnost: 63,5 kg
Tlaková ztráta (strana vzduchu): 331 Pa
Tlaková ztráta (strana vody): 1,5 kPa
Chladicí výkon: 53,57 kW

Obrázek 35: Odhad funkčnosti vodního chladiče [zdroj: Návrhový SW společnosti ROEN EST S.p.A.]

8.2.4 NÁVRH ELEKTRICKÉHO DOHŘÍVAČE

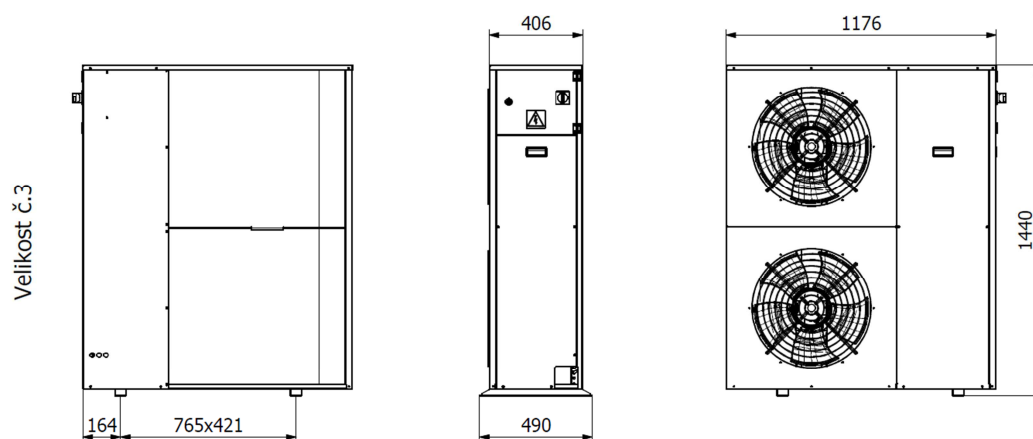
03.09 Sekce elektrického ohřivače		XPTE 13	
Kód	XPTE013ZS0P		
Objem	0.64 m³		
Hmotnost (+-10%)	109 kg		
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech		
Materiál vnitřního pláště	Pozinkovaný plech		
Mechanické vlastnosti	Netěsnost skříně L2		
Servisní přístup	Zprava		
• Průtok a tlaková ztráta	Přívod	Odvod	
Nominální průtok vzduchu	7500 m³/h		
Elektrický ohřivač		XPNE 13/30S	
Kód	XPNE013ZS0PS30		
Tlaková ztráta	13 Pa		
Dimenzovat na podmínky	Jiné podmínky		
Teplota vstupního vzduchu (zima)	9.4 °C		
Relativní vlhkost vstupního vzduchu (zima)	100.0 %		
• Vstupní parametry vzduchu	Zima	Léto	
Teplota	9.4 °C	10.2 °C	
Relativní vlhkost	100 %	100 %	
Měrná vlhkost	7.52 g/kg	7.93 g/kg	
Hustota - měrná hmotnost	1.210 kg/m³	1.207 kg/m³	
Entalpie	28.42 kJ/kg	30.27 kJ/kg	
Skutečný průtok	7500 m³/h	7500 m³/h	
Hmotnostní průtok	9010 kg/h	8273 kg/h	
• Výstupní parametry vzduchu	Zima	Léto	
Teplota	20.0 °C	10.2 °C	
Relativní vlhkost	50 %	100 %	
Měrná vlhkost	7.52 g/kg	7.93 g/kg	
Hustota - měrná hmotnost	1.167 kg/m³	1.207 kg/m³	
Entalpie	39.27 kJ/kg	30.27 kJ/kg	
Skutečný průtok	7500 m³/h	7500 m³/h	
Hmotnostní průtok	9010 kg/h	8273 kg/h	
Topný výkon (požadovaný)	26.8 kW		
Topný výkon (skutečný)	30.0 kW		
Napájecí napětí	3NPE 400 V, 50 Hz		
Proud	43.5 A		
Topné tyče	30ks x 1kW		
Výkon sekcí	30 kW		
Typ spínání	výkonové spínání SSR		
Krytí	IP 40		
Pracovní teplota max.	40 °C		

Tabulka 14: Sekce elektrického ohřivače (zdroj: Návrhový SW Remak a.s.)

Hmotnost celé sekce: 109 kg
 Tlaková ztráta (strana vzduchu): 13 Pa
 Skutečný topný výkon: 30 kW
 Voltáž: 3~400 V, 50 Hz
 Amperáž: 43,5 A
 Počet topných tyčí: 30 ks
 Krytí: IP 40
 Pracovní teplota max.: 40°C

8.2.5 NÁVRH PŘÍMÉHO CHLAZENÍ

8.2.5.1 Návrh kondenzačního zařízení



Obrázek 36: Pohledy na navržené kondenzační zařízení [zdroj: EMERSON, Copeland]

8.2.5.2 Návrh kompresoru pro PRVNÍ OKRUH

Copeland Selection Software

REFRIGERANT		R407C Dew P
Operating Conditions:		
Evaporating Temperature:	7,0°C	Chladivo: R407C Hmotnost: 65 kg Vypařovací výkon: 23,40 kW Elektrický příkon: 5,96 kW COP: 3,93 Voltáž: 3~400 V, 50 Hz Amperáž: 11,62 A – průměrný 15,9 A – max. Akustický výkon: 74 dB (A) Krytí: IP 21
Condensing Temperature:	48,0°C	
Useful Superheat:	6,0K	
Suction Line PD:	0,0K	
Discharge Line PD:	0,0K	
Liquid subcooling:	3,0K	
Suction Superheat:	7,0K	
Reqd Evap Capacity:	23.0 kW	
Compressor Selected:	ZR94KCE	
ZR94KCE-TFD Data at 50 Hz		
Evaporator Capacity kW	23.40	
Power Input kW	5.96	
System COP	3.93	
Current 400V, A	11.62	
Mass Flow g/s	148.50	
COMPRESSOR MECHANICAL AND PHYSICAL DATA		
Length/Width, mm 264/285	Height, mm 476	
Net Weight, kg 57.2	Stub Suction, inch 1 1/8	
Stub Discharge, inch 7/8	Oil Quantity, l 2.65	
Sound Power (HT), dBA 74	High Side PS, bar(g) 3	
Low Side PS, bar(g) 20	Low Side TS Max., °C 52	
Displacement @ 50 Hz, cu.in/h 22.1		
Base mounting (hole dia), mm 190 x 190 (8.5)		
Sound Pressure @ 1m (HT), dBA 63		
COMPRESSOR ELECTRICAL DATA (380/420V - 3~ - 50Hz)		
Locked Rotor Current, A 95	Winding Resistance, ohm 1.8	
Maximum Operating Current, A 15.9		
Default Enclosure Class IP 21 (IEC 34)		

ACCESSORIES INCLUDED	
Discharge Temperature Protection	ASTP Therm-O-Disc In Scroll
Enclosure Class	IP21
Oil Service Valve	Schraeder Valve
Check Valve (NRV)	Discharge Low Leak Check Valve

ACCESSORIES OPTIONAL	
Crankcase Heater	90 W External
Enclosure Class	IP66 With Molded Plug
Mounting Grommets	Hard Mounts for Paralleling
Mounting Grommets	Rubber Grommet For Single
Adapter Kit	R1"1/4 -B 1"1/8 For TPTL for Parallel Operation
Oil Control System	ALCO Trax-Oil OM3
Sound Attenuation	Sound Shell (12 dBA)

Tabulka 15: Návrh kompresoru pro první okruh přímého chlazení [zdroj: Návrhový SW Copeland]

8.2.5.3 Návrh kompresoru pro DRUHÝ OKRUH

Copeland Selection Software

REFRIGERANT R407C Dew Point

Operating Conditions:

Evaporating Temperature: 3,9°C
Condensing Temperature: 48,0°C
Useful Superheat: 6,0K
Suction Line PD: 0,0K
Discharge Line PD: 0,0K

Liquid subcooling: 3,0K
Suction Superheat: 7,0K

Reqd Evap Capacity: 21,0 kW

Compressor Selected: ZRD94KCE-TFD

Chladivo: R407C
Hmotnost: 63 kg
Vypařovací výkon: 21,2kW
Elektrický příkon: 6,09 kW
COP: 3,48
Voltáž: 3~400 V, 50 Hz
Amperáž: 11,73 A – průměrný
15,9 A – max.
Akustický výkon: 75 dB (A)

ZRD94KCE-TFD Data at 50 Hz

Evaporator Capacity kW 21,20
Power Input kW 6,09
System COP 3,48
Current 400V, A 11,73
Mass Flow g/s 136,00

COMPRESSOR MECHANICAL AND PHYSICAL DATA

Length/Width, mm 293/285
Net Weight, kg 58
Stub Suction, inch 1 1/8
Oil Quantity, l 2.51
PED Category 2
High Side PS, bar(g) 32
Low Side TS Max., °C 52
Displacement @ 50 Hz, cu.m/h 22.1
Base mounting (hole dia), mm 190 x 190 (8.5)
Sound Pressure @ 1m (HT), dBA 64
Height, mm 476
Gross Weight, kg 63
Stub Discharge, inch 7/8
Sound Power (HT), dBA 75
Internal Free Volume, l 10.5
Low Side PS, bar(g) 22.6

COMPRESSOR ELECTRICAL DATA (380/420V - 3~ - 50Hz)

Locked Rotor Current, A 95
Maximum Operating Current, A 15.9
Winding Resistance, ohm 1.79
Default Enclosure Class IP 21 (IEC 34)

ACCESSORIES INCLUDED	
Discharge Temperature Protection	ASTP Therm-O-Disc In Scroll
Enclosure Class	IP21
Mounting Grommets	Rubber Grommet For Single
Digital Control	Integrated Solenoid Valve
Check Valve (NRV)	Discharge Low Leak Check Valve

ACCESSORIES OPTIONAL	
Crankcase Heater	66W External
Mounting Grommets	Hard Mounts for Paralleling
Digital Control	Digital Valve Coil 24 V
Digital Control	Digital Valve Coil 230 V
Oil Control System	ALCO Trax-Oil OM3
Sound Attenuation	Sound Shell (12 dBA)

Tabulka 16: Návrh kompresoru pro druhý okruh přímého chlazení [zdroj: Návrhový SW Copeland]

8.2.5.4 Návrh výparníku pro PRVNÍ okruh

ROEN EST S.p.A.

34077 Ronchi dei Legionari (GO) - Italy

Tel.: +39 0481 474140 - Fax: +39 0481 779997

http: www.roenest.com - e-mail: info@roenest.com

ROENEST
GROUP
HEAT EXCHANGERS AND MORE

Client Výparník první okruh
Attention of
Your Rif. No
Our Rif. No
Operator

Date 03/10/2016 11:34
File 52/

Evaporating Coil: Roen Est Code 8.35.CU.11.AL.22.04.0800.25.E.X.X.006.088.R 16/28 L

Tube Material: CU-.35
Fin Material: AL-.11

Ext. Surface: 55,7 m²
Int. Surface: 2,8 m²

Volume: 10 dm³
Weight: 27,9 kg

External Gas:

Air Std / 98,76 kPa
Flow Rate 2,08 m³/s = 7500 m³/h 2,44 kg/s
Velocity 3,38 m/s
Inlet and Outlet Temp. 19,2 °C → 14,4 °C
Inlet and Outlet Rel. Humidity 90,9 % → 99,7 %
Pressure Drop 185 Pa
Inlet and Outlet Water Cont. 12,96 g/kg → 10,48 g/kg
Condensed Water 6,04 g/s
Sensible Heat Factor 0,44
Pressure Drop 185 Pa

Internal Fluid:

R407C / 604,4 kPa
Flow Rate 170,6 g/s = 614 kg/h
Condensing Temp. 48 °C
Subcooling Temperature 40,3 °C
Inlet Vapor Fraction 0,25
Evaporating Temp. 8 °C
Inlet Vapor Fraction 0,25
Superheating Temperature 13 °C
Pressure Drop 27,3 kPa

Capacity: 27,19 kW CounterFlow Calculation
Above Sea Level 215 m

Chladivo: R407C
Hmotnost: 27,9 kg
Vypařovací výkon: 27,19 kW
Tlaková ztráta (strana vzduchu): 185 Pa
Tlaková ztráta (strana chladiva): 27,3 kPa

Tabulka 17: Návrh výparníku pro první okruh přímého chlazení [zdroj: Návrhový SW ROEN EST S.p.A.]

8.2.5.5 Návrh výparníku pro DRUHÝ okruh

ROEN EST S.p.A.

34077 Ronchi dei Legionari (GO) - Italy

Tel.: +39 0481 474140 - Fax: +39 0481 779997

http: www.roenest.com - e-mail: info@roenest.com

ROENEST[®]

HEAT EXCHANGERS AND MORE

Client Výparník druhý okruh
Attention of
Your Rif. No
Our Rif. No
Operator

Date 03/10/2016 11:21
File 50/

Evaporating Coil: Roen Est Code 8.35.CU.11.AL.22.04.0800.25.E.X.X.006.088.R 16/28 L

Tube Material: CU-.35	Ext. Surface: 55,7 m2	Volume: 10 dm3
Fin Material: AL-.11	Int. Surface: 2,8 m2	Weight: 27,9 kg

External Gas: Air Std / 98,76 kPa
Flow Rate 2,08 m3/s = 7500 m3/h 2,44 kg/s
Velocity 3,38 m/s
Inlet and Outlet Temp. 14,4 °C → 11 °C
Inlet and Outlet Rel. Humidity 99,7 % → 100 %
Pressure Drop 194 Pa
Inlet and Outlet Water Cont. 10,48 g/kg → 8,38 g/kg
Condensed Water 5,11 g/s
Sensible Heat Factor 0,4
Pressure Drop 194 Pa

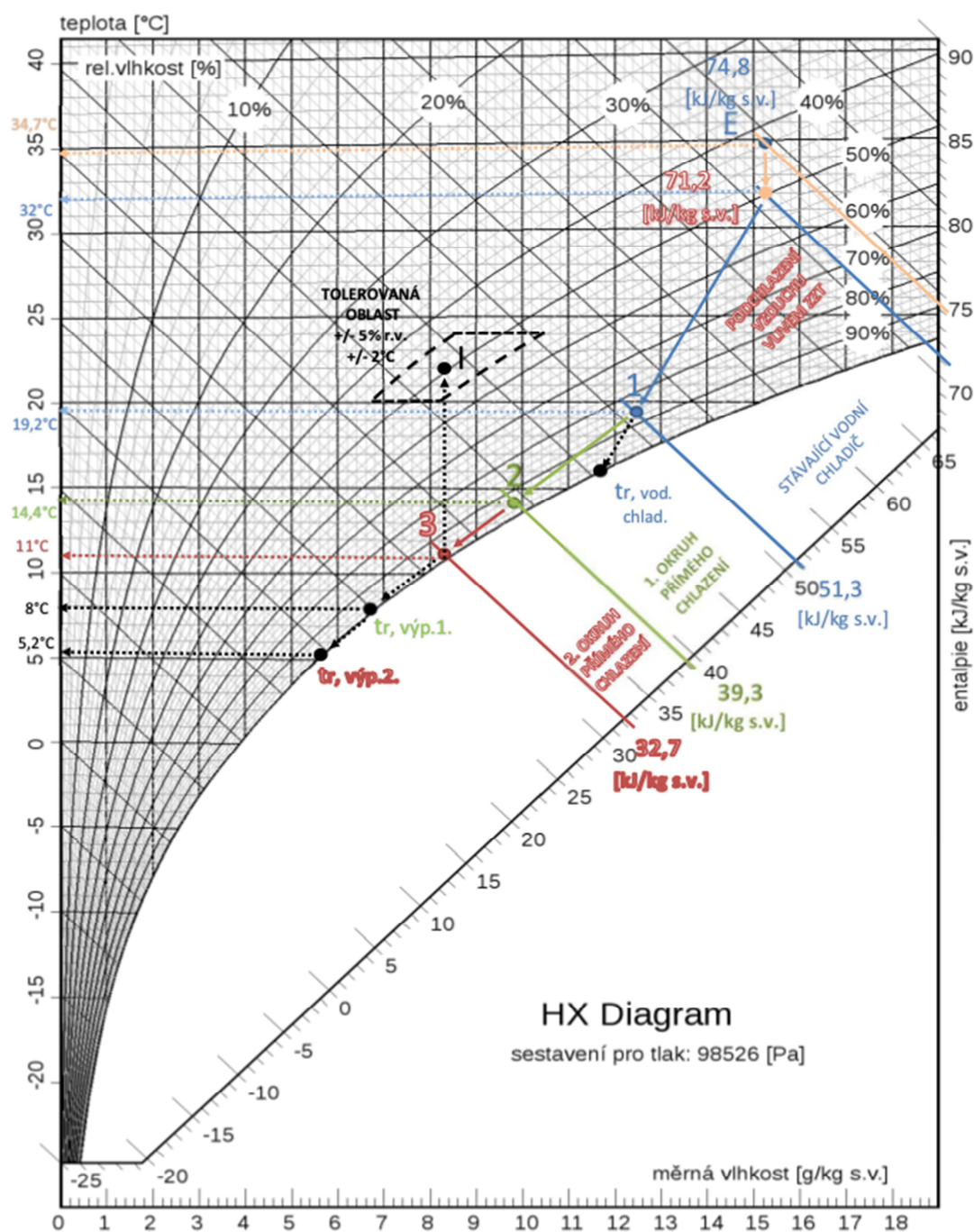
Internal Fluid: R407C / 550,9 kPa
Flow Rate 135,81 g/s = 489 kg/h
Condensing Temp. 48 °C
Subcooling Temperature 40,3 °C
Inlet Vapor Fraction 0,27
Evaporating Temp. 5,2 °C
Inlet Vapor Fraction 0,27
Superheating Temperature 10,2 °C
Pressure Drop 18,9 kPa

Capacity: 21,43 kW CounterFlow Calculation
Above Sea Level 215 m

Chladivo: R407C
Hmotnost: 27,9 kg
Vypařovací výkon: 21,43 kW
Tlaková ztráta (strana vzduchu): 194 Pa
Tlaková ztráta (strana chladiva): 18,9 kPa

Tabulka 18: Návrh výparníku pro druhý okruh přímého chlazení [zdroj: Návrhový SW ROEN EST S.p.A]

8.2.5.6 Úprava vzduchu v HX – diagramu v letním období



Graf 15: Úprava vzduchu v HX diagramu

8.3 POSOUZENÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT PŘÍVODNÍHO A SACÍHO POTRUBÍ

PŘÍVODNÍ POTRUBÍ														
u	V	L	v'	S	d'	A X B		d	v	R	ξ	Z	Z + R*L	
-	[m ³ /h]	[m]	[m/s]	[m ²]	[m]	[m]		[m]	[m/s]	[Pa/m]	[-]	[Pa]	[Pa]	
pořadové číslo úseku potrubí	průtok vzduchu v úseku	délka úseku	předběžná rychlost	průtočná plocha	ekvivalentní průměr kruhového potrubí	rozměr stran potrubí dle ekvivalentního průměru			rychlost odpovídající průřezu	měrná tlaková ztráta odpovídající průměru	součet součinitelů vřazených odporů v úseku	tlaková ztráta místními odpory	suma tlakové ztráty třením a místními odpory	
A (m) x B (m)														
1	350	1,5	1,98	0,049087	0,25			0,25	1,98	0,3		0	0,45	FLEXI HADICE
2	700	1,5	2,43	0,08		0,4	0,2			0,312	1,00	2,95	3,42	
3	1400	0,8	4,86	0,08		0,4	0,2			1,12	0,00	0,00	0,90	
4	2100	2,3	7,29	0,08		0,4	0,2			2,28	3,328	88,47	93,72	
5	2500	14	5,51	0,126		0,63	0,2			1,15	5,497	83,49	99,59	
6	5000	6	4,89	0,284		0,71	0,4			1,35	3,386	40,49	48,59	
7	7500	22	5,21	0,4		1	0,4			0,463	8,811	119,51	129,69	
													100,00	MART 900/600 1800
													68,00	MART 900/600 1000
													544,35	S NOVÝM TLUMIČEM
													475,90	BEZ NOVÉHO TLUMIČE

Tabulka 19: Přívodní potrubí – posouzení tlakových ztrát

SACÍ POTRUBÍ														
u	V	L	v'	S	d'	A X B		d	v	R	ξ	Z	Z + R*L	
-	[m³/h]	[m]	[m/s]	[m²]	[m]	[m]		[m]	[m/s]	[Pa/m]	[-]	[Pa]	[Pa]	
pořadové číslo úseku potrubí	průtok vzduchu v úseku	délka úseku	předběžná rychlost	průtočná plocha	ekvivalentní průměr kruhového potrubí	rozměr stran potrubí dle ekvivalentního průměru			rychlost odpovídající průřezu	měrná tlaková ztráta odpovídající průměru	součet součinitelů vřazených odporů v úseku	tlaková ztráta místními odpory	suma tlakové ztráty třením a místními odpory	
A (m) x B (m)														
1	350	1,5	1,98	0,049087	0,25			0,25	1,98	0,3		0	0,45	
2	700	1,5	2,43	0,08		0,4	0,2			0,312	1,00	2,95	3,42	
3	1400	0,8	4,86	0,08		0,4	0,2			1,12	0,00	0,00	0,90	
4	2100	2,3	7,29	0,08		0,4	0,2			2,28	3,328	88,47	93,72	
5	2500	14	5,51	0,126		0,63	0,2			1,15	5,497	83,49	99,59	
6	5000	6	4,89	0,284		0,71	0,4			1,35	3,386	40,49	48,59	
7	7500	22	5,21	0,4		1	0,4			0,463	8,811	119,51	129,69	
													42,00	MART 1200/650/1500
													185,00	MART 900/450/1300
													603.35	BEZ NOVÉHO TLUMIČE

Tabulka 20: Sací potrubí – posouzení tlakových ztrát

PŮVODNÍ STAV							
CELKOVÝ POTŘEBNÝ DOPRAVNÍ TLAK VENTILÁTORU	1079	Pa		2000	Pa	CELKOVÝ INSTALOVANÝ DOPRAVNÍ TLAK VENTILÁTORU	
NOVÝ STAV							
CELKOVÝ POTŘEBNÝ DOPRAVNÍ TLAK VENTILÁTORU	1624	Pa		2500	Pa	CELKOVÝ INSTALOVANÝ DOPRAVNÍ TLAK VENTILÁTORU	
	176 Pa			VÝPARNÍK 1			
	184 Pa			VÝPARNÍK 2			
	13 Pa			DOHŘÍVAČ			

Tabulka 21: Posouzení výkonnosti původního a nového ventilátoru

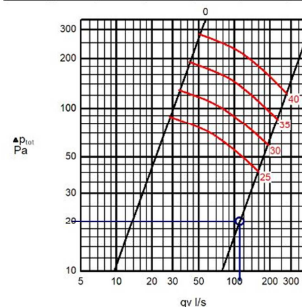
Exhaust air unit



- Exhaust air unit with airflow measurement and adjustment arrangement.
- Wide pressure drop range with low noise level.
- Installation with balancing plenum or directly to rectangular ductwork.
- Detachable front panel enables cleaning of the unit and ductwork.

- Balancing plenum with circular duct connection.

EVA-500-150									
Odvod								2005.10.	
qv=111 l/s		▲p _{tot} =20 Pa						a=7.0	
L _p Are 10m ² sab=15 dB(A)		L _p =19 dB (A)						NR/NC=13/10	
L _p dB									
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1k Hz	2k Hz	4k Hz	8k Hz		
3	20	13	13	15	13	6	3		



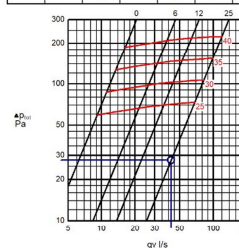
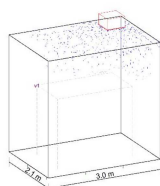
Circular exhaust valve



- Exhaust air valve.
- Wall or ceiling installation.
- Adjustable airflow rate.
- Ability to measure airflow rate.
- Installation with or without a separate installation frame.

- Installation with fixed springs.
- Alternative installation frame options

URH/A-200							
Odvod		a _p = 28 Pa				2012.0	
qv=42 l/s		L _w A _{re} 10m/sab=12 dB(A)				a=25.0	
		L _w = 16 dB(A)				NR/NC=9/7	
L _w dB							
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1k Hz	2k Hz	4k Hz	8k Hz
2	1.6	1.0	1.1	1.2	8	2	

[illegible]

JTH - Swirl diffuser unit



- Swirl diffuser completed with black adjustable plastic air control blades and plenum with perforated equidistant plates.
- Blades can be manually adjusted to give either horizontal or vertical discharge. Therefore the discharge direction can be easily matched with changing building layouts.
- Installation using balancing plenum with side connection
- The device is perfectly suited for installations with variable air flow
- Capable of operating with variable air flow coil units operating at various speed (variable flow from 25% to 100% depending on the settings).
- Horizontal or vertical air supply. Therefore discharge direction can be easily matched with changing building layouts.
- Suitable for supply and exhaust
- Ceiling integration installation.
- Supply air jet velocity is effectively reduced to give a high mixing effect.
- Suited for installation in a modular or nonfixed ceiling.
- Circular duct connection with rubber gasket.

Obrázek 37: Odhadované akustické a hydraulické vlastnosti distribučních elementů

8.4 POSOUZENÍ AKUSTICKÉ ZÁTĚŽE V PROSTORECH LABORATOŘÍ

MÍSTNOST H457b - PŮVODNÍ STAV

PŘÍVODNÍ POTRUBÍ													
P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz))	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	PŘÍVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	86	85	84	85	82	78	73	65	91,84			
2	PŘÍROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (6m - menší strana 400 - 710mm)	4,5	3,6	1,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9		6		
4	ROVNÉ POTRUBÍ (3m - menší strana 200-350mm)	2,25	1,8	1,35	0,9	0,6	0,6	0,6	0,6		3		
5	OBLOUKY (2ks - menší strana 500-900mm)	0	0	2	4	6	6	6	6		2		
6	OBLOUKY (3ks - menší strana 250-450mm)	0	0	0	3	6	9	9	9		3		
7	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVĚ (z 1000/400 do 710/400 a do 600/400)	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4				
8	ODBOČKA K VYÚSTCE (z 600/200 do 400/200 a do pr. 200)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3				
9	OHEBNÉ POTRUBÍ (sonoflex pr. 203mm)	13,5	24	31,5	26,25	20,25	15	18,75	12				
10	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	5,0	3,2	1,9	1,1	0,6	0,3	0,1	0,1	d=	0,797885	c=	344
11	HLUK VE VYÚSTCE L _W	57,0	48,7	41,7	45,2	44,0	42,5	33,9	32,7	58,26			
12	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/600/1800; 100; 6 KULIS; dP=100 Pa)	14,0	21,0	36,0	67,0	85,0	85,0	85,0	45,0				
13	HLUK VE VYÚSTCE L _{W2}	43,0	27,7	5,7	-21,8	-41,0	-42,5	-51,1	-12,3	43,13			
14	VLASTNÍ HLUK VYÚSTKY L ₁									14			
15	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z VYÚSTKY L ₂									43			
16	KOREKCE NA POČET VYÚSTEK K ₁									0	N=		1
17	HLUK VŠECH PŘÍVODNÍCH VYÚSTEK L									43			
ODVODNÍ POTRUBÍ													
P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz))	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	ODVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	80	79	78	79	76	72	67	59	85,84			
2	PŘÍROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (8,5m - menší strana 400 - 710mm)	6,375	5,1	2,55	1,275	1,275	1,275	1,275	1,275		8,5		
4	ROVNÉ POTRUBÍ (5m - menší strana 200-350mm)	3,75	3	2,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5		5		
5	OBLOUKY (1ks - menší strana 500-900mm)	0	0	1	2	3	3	3	3		1		
6	OBLOUKY (4ks - menší strana 250-450mm)	0	0	0	4	8	12	12	12		4		
7	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVĚ (z 1000/315 do 1000/315 a do pr.100)	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4				
9	OHEBNÉ POTRUBÍ (sonoflex pr. 160mm)	10,5	17,5	23	19	15	11	14	8,5				
10	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	12,6	9,9	7,3	5,0	3,2	1,9	1,1	0,6	d=	0,1	c=	344
	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/900/2000; 100; 6 KULIS; dP=31 Pa)	16,0	24,0	40,0	74,0	85,0	85,0	85,0	49,0				
	HLUK VE VYÚSTCE L _{W DISCHARGE}	20,3	9,1	-8,5	-38,2	-51,4	-54,1	-61,3	-27,3	20,63			
	VLASTNÍ HLUK VYÚSTKY L ₁									16			
	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z VYÚSTKY L ₂									22			
	KOREKCE NA POČET VYÚSTEK K ₁									0	N=		1
	HLUK VŠECH ODVODNÍCH VYÚSTEK L									22			
L _{W,S} (dB) 43,17													
ÚTLUM HLUKU V MÍSTNOSTI													
L _p (dB)	43,10	<	50	VYHOVUJE									
Q (-)	2												
r (m)	1,5												
A (m ²)	4,3774												
ALFA	0,1												
S (m ²)	43,774												

Tabulka 22: Akustické posouzení – místnost H457b – původní stav

MÍSTNOST H457b - NOVÝ STAV

PŘÍVODNÍ POTRUBÍ													
P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	PŘÍVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	94	93	92	93	90	86	81	73	99,84			
2	PŘÍROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (6m - menší strana 400-710mm)	4,5	3,6	1,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9		6		
4	ROVNÉ POTRUBÍ (3m - menší strana 200-350mm)	2,25	1,8	1,35	0,9	0,6	0,6	0,6	0,6		3		
5	OBLOUKY (2ks - menší strana 500-900mm)	0	0	2	4	6	6	6	6		2		
6	OBLOUKY (3ks - menší strana 250-450mm)	0	0	0	3	6	9	9	9		3		
7	ODBOČKA Z HLAVNÍ VÉTVĚ (z 1000/400 do 710/400 a do 600/400)	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4				
8	ODBOČKA K VYÚSTCE (z 600/200 do 400/200 a do pr. 200)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3				
9	OHEBNÉ POTRUBÍ (sonoflex pr. 203mm)	13,5	24	31,5	26,25	20,25	15	18,75	12				
10	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	5,0	3,2	1,9	1,1	0,6	0,3	0,1	0,1		d=	0,797885	c= 344
11	HLUK VE VYÚSTCE L _W	65,0	56,7	49,7	53,2	52,0	50,5	41,9	40,7	66,26			
12	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/600/1800; 100; 6 KULIS; dP=100 Pa)	14,0	21,0	36,0	67,0	85,0	85,0	85,0	45,0				
13	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/600/1000; 100; 6 KULIS; dP=68 Pa)	8,0	12,0	22,0	41,0	70,0	64,0	52,0	29,0				
14	HLUK VE VYÚSTCE L _{W2}	43,0	23,7	-8,3	-54,8	-103,0	-98,5	-95,1	-33,3	43,05			
15	VLASTNÍ HLUK VYÚSTKY L _i									14			
16	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z VYÚSTKY L _s									43			
17	KOREKCE NA POČET VYÚSTEK K _i									0		N=	1
18	HLUK VŠECH PŘÍVODNÍCH VYÚSTEK L									43			

ODVODNÍ POTRUBÍ

P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	ODVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	80	79	78	79	76	72	67	59	85,84			
2	PŘÍROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (8,5m - menší strana 400 - 710mm)	6,375	5,1	2,55	1,275	1,275	1,275	1,275	1,275		8,5		
4	ROVNÉ POTRUBÍ (5m - menší strana 200-350mm)	3,75	3	2,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5		5		
5	OBLOUKY (1ks - menší strana 500-900mm)	0	0	1	2	3	3	3	3		1		
6	OBLOUKY (4ks - menší strana 250-450mm)	0	0	0	4	8	12	12	12		4		
7	ODBOČKA Z HLAVNÍ VÉTVĚ (z 1000/315 do 1000/315 a do pr.100)	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4				
9	OHEBNÉ POTRUBÍ (sonoflex pr. 160mm)	10,5	17,5	23	19	15	11	14	8,5				
10	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	12,6	9,9	7,3	5,0	3,2	1,9	1,1	0,6		d=	0,1	c= 344
	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/900/2000; 100; 6 KULIS; dP=31 Pa)	16,0	24,0	40,0	74,0	85,0	85,0	85,0	49,0				
	HLUK VE VYÚSTCE L _{W DISCHARGE}	20,3	9,1	-8,5	-38,2	-51,4	-54,1	-61,3	-27,3	20,63			
	VLASTNÍ HLUK VYÚSTKY L _i									16			
	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z VYÚSTKY L _s									22			
	KOREKCE NA POČET VYÚSTEK K _i									0		N=	1
	HLUK VŠECH ODVODNÍCH VYÚSTEK L									22			

L_{W,S} (dB)

43,09

ÚTLUM HLUKU V MÍSTNOSTI

L _p (dB)	43,02	<	50	VYHOVUJE
Q (-)	2			
r (m)	1,5			
A (m²)	4,3774			
ALFA	0,1			
S (m²)	43,774			

Tabulka 23: Akustické posouzení – místnost H457b – nový stav

MÍSTNOST H457 - PŮVODNÍ STAV

PŘÍVODNÍ POTRUBÍ													
P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz))	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	PŘÍVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	86	85	84	85	82	78	73	65	91,84			
2	PŘÍROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (6m - menší strana 400 - 710mm)	4,5	3,6	1,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9		6		
4	ROVNÉ POTRUBÍ (5,5m - menší strana 200-350mm)	4,125	3,3	2,475	1,65	1,1	1,1	1,1	1,1		5,5		
5	OBLOUKY (2ks - menší strana 500-900mm)	0	0	2	4	6	6	6	6		2		
6	OBLOUKY (4ks - menší strana 250-450mm)	0	0	0	4	8	12	12	12		4		
7	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVĚ (z 1000/400 do 710/400 a do 600/400)	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4				
8	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVĚ (z 400/200 do 400/200 a do 280/200)	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9				
9	OHEBNÉ POTRUBÍ (sonoflex pr. 203mm)	13,5	24	31,5	26,25	20,25	15	18,75	12				
10	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	5,0	3,2	1,9	1,1	0,6	0,3	0,1	0,1		d=	0,797885	c=
11	HLUK VE VYÚSTCE L _W	51,6	43,6	37,1	39,9	37,9	35,5	26,9	25,7	52,86			
12	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/600/1800; 100; 6 KULIS; dP=100 Pa)	14,0	21,0	36,0	67,0	85,0	85,0	85,0	45,0				
13	HLUK VE VYÚSTCE L _{W2}	37,6	22,6	1,1	-27,1	-47,1	-49,5	-58,1	-19,3	37,75			
14	VLASTNÍ HLUK VYÚSTKY L ₁									36			
15	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z VYÚSTKY L ₂									40			
16	KOREKCE NA POČET VYÚSTEK K ₁									7,781513		N=	6
17	HLUK VŠECH PŘÍVODNÍCH VYÚSTEK L									48			
ODVODNÍ POTRUBÍ													
P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz))	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	ODVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	80	79	78	79	76	72	67	59	85,84			
2	PŘÍROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (8,5m - menší strana 400 - 710mm)	6,375	5,1	2,55	1,275	1,275	1,275	1,275	1,275		8,5		
4	ROVNÉ POTRUBÍ (9m - menší strana 200-350mm)	6,75	5,4	4,05	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7		9		
5	OBLOUKY (1ks - menší strana 500-900mm)	0	0	1	2	3	3	3	3		1		
6	OBLOUKY (4ks - menší strana 250-450mm)	0	0	0	4	8	8	8	8		4		
7	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVĚ (z 1000/315 do 800/315 a do 500/315)	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1				
	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVĚ (z 400/200 do pr. 200 a do pr. 200)	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0				
	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVĚ (z pr. 250 do pr. 160 a do pr. 160)	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0				
	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	5,0	3,2	1,9	1,1	0,6	0,3	0,1	0,1		d=	0,797885	c=
	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/900/2000; 100; 6 KULIS; dP=31 Pa)	16,0	24,0	40,0	74,0	85,0	85,0	85,0	49,0				
	HLUK VE VYÚSTCE L _{W DISCHARGE}	35,7	31,1	18,3	-16,2	-34,7	-38,4	-43,3	-15,2	37,04			
	VLASTNÍ HLUK VYÚSTKY L ₁									19			
	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z VYÚSTKY L ₂									37			
	KOREKCE NA POČET VYÚSTEK K ₁									6,0206		N=	4
	HLUK VŠECH ODVODNÍCH VYÚSTEK L									43			
L _{W,S} (dB) 49,04													
ÚTLUM HLUKU V MÍSTNOSTI													
L _p (dB)		44,53	<	50	VYHOVUJE								
Q (-)		2											
r (m)		1,5											
A (m ²)		14,1											
ALFA		0,1											
S (m ²)		141											

Tabulka 24: Akustické posouzení – místnost H457 – původní stav

MÍSTNOST H457 - NOVÝ STAV

PŘÍVODNÍ POTRUBÍ													
P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	PŘÍVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	94	93	92	93	90	86	81	73	99,84			
2	PŘIROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (6m - menší strana 400-710mm)	4,5	3,6	1,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9		6		
4	ROVNÉ POTRUBÍ (5,5m - menší strana 200-350mm)	4,125	3,3	2,475	1,65	1,1	1,1	1,1	1,1		5,5		
5	OBLOUKY (2ks - menší strana 500-900mm)	0	0	2	4	6	6	6	6		2		
6	OBLOUKY (4ks - menší strana 250-450mm)	0	0	0	4	8	12	12	12		4		
7	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVY (z 1000/400 do 710/400 a do 600/400)	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4				
8	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVY (z 400/200 do 400/200 a do 280/200)	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9				
9	OHEBNÉ POTRUBÍ (sonoflex pr. 203mm)	13,5	24	31,5	26,25	20,25	15	18,75	12				
10	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	5,0	3,2	1,9	1,1	0,6	0,3	0,1	0,1	d=	0,797885	c=	344
11	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/600/1800; 100; 6 KULIS; dP=100 Pa)	14,0	21,0	36,0	67,0	85,0	85,0	85,0	45,0				
12	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/600/1000; 100; 6 KULIS; dP=68 Pa)	8,0	12,0	22,0	41,0	70,0	64,0	52,0	29,0				
13	HLUK VE VÝÚSTCE L _W	37,6	18,6	-12,9	-60,1	-109,1	-105,5	-102,1	-40,3	37,66			
14	VLASTNÍ HLUK VYÚSTKY L _i									36			
15	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z VYÚSTKY L _s									40			
16	KOREKCE NA POČET VYÚSTEK K _i									7,781513		N=	6
17	HLUK VŠECH PŘÍVODNÍCH VYÚSTEK L									48			
ODVODNÍ POTRUBÍ													
P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	ODVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	80	79	78	79	76	72	67	59	85,84			
2	PŘIROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (8,5m - menší strana 400 - 710mm)	6,375	5,1	2,55	1,275	1,275	1,275	1,275	1,275		8,5		
4	ROVNÉ POTRUBÍ (9m - menší strana 200-350mm)	6,75	5,4	4,05	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7		9		
5	OBLOUKY (1ks - menší strana 500-900mm)	0	0	1	2	3	3	3	3		1		
6	OBLOUKY (4ks - menší strana 250-450mm)	0	0	0	4	8	8	8	8		4		
7	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVY (z 1000/315 do 800/315 a do 500/315)	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1				
8	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVY (z 400/200 do pr. 200 a do pr. 200)	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0				
9	ODBOČKA Z HLAVNÍ VĚTVY (z pr. 250 do pr. 160 a do pr. 160)	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0				
10	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	5,0	3,2	1,9	1,1	0,6	0,3	0,1	0,1	d=	0,797885	c=	344
11	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/900/2000; 100; 6 KULIS; dP=31 Pa)	16,0	24,0	40,0	74,0	85,0	85,0	85,0	49,0				
12	HLUK VE VYÚSTCE L _{W DISCHARGE}	35,7	31,1	18,3	-16,2	-34,7	-38,4	-43,3	-15,2	37,04			
13	VLASTNÍ HLUK VYÚSTKY L _i									19			
14	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z VYÚSTKY L _s									37			
15	KOREKCE NA POČET VYÚSTEK K _i									6,0206		N=	4
16	HLUK VŠECH ODVODNÍCH VYÚSTEK L									43			
L _{W,S} (dB)		49,00											
ÚTLUM HLUKU V MÍSTNOSTI													
L _p (dB)		44,50	<	50	VYHOVUJE								
Q (-)		2											
r (m)		1,5											
A (m²)		14,1											
ALFA		0,1											
S (m²)		141											

Tabulka 25: Akustické posouzení – místnost H457 – nový stav

MÍSTNOST H508 - PŮVODNÍ STAV

PŘÍVODNÍ POTRUBÍ													
P	$L_{WA}(dB(A)/f(Hz)$	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	PŘÍVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) $L_{DISCHARGE}$	86	85	84	85	82	78	73	65	91,84			
2	PŘÍROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (2,2m - menší strana 400 - 710mm)	1,65	1,32	0,66	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33		2,2		
4	OBLOUKY (4ks - menší strana do 710mm)	0	0	4	8	12	12	12	12		4		
5	OBLOUKY (2ks - menší strana do 400mm)	0	0	0	2	4	6	6	6		2		
6	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	3,5	2,1	1,2	0,6	0,3	0,2	0,1	0,0		d=	1,427299	c= 344
7	HLUK V ŽALUZII L_w	80,9	81,6	78,2	74,1	65,3	59,5	54,6	46,6	85,60			
8	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 1200/650/1500; 100; 8 KULIS; dP= 42 Pa)	12,0	18,0	32,0	58,0	85,0	85,0	73,0	39,0				
9	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/450/1300; 100; 6 KULIS; dP= 185 Pa)	10,0	15,0	26,0	50,0	85,0	80,0	65,0	35,0				
10	HLUK V ŽALUZII L_{w2}	58,9	48,6	20,2	-33,9	-104,7	-105,5	-83,4	-27,4	59,28			
11	VLASTNÍ HLUK ŽALUZIE L_1									40			
12	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z ŽALUZIE L_5									59			
13	KOREKCE NA POČET ŽALUZIÍ K_1									3,0103	N=		2
14	HLUK VŠECH PŘÍVODNÍCH ŽALUZIÍ L									62			

$L_{w,s}$ (dB)

62,34

ÚTLUM HLUKU V EXTERIÉRU

L_p (dB)	40,38	<	50	VYHOVUJE
Q (-)	2			
r (m)	5			

Tabulka 26: Akustické posouzení – místnost H508 – původní stav

MÍSTNOST H508 - NOVÝ STAV

PŘÍVODNÍ POTRUBÍ													
P	L _{WA} (dB(A)/f(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Σ			
1	PŘÍVOD - VÝTLAK (VÝSTUP) L _{DISCHARGE}	94	93	92	93	90	86	81	73	99,84			
2	PŘÍROZENÝ ÚTLUM:												
3	ROVNÉ POTRUBÍ (2,2m - menší strana 400 - 710mm)	1,65	1,32	0,66	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33		2,2		
4	OBLOUKY (4ks - menší strana do 710mm)	0	0	4	8	12	12	12	12		4		
5	OBLOUKY (2ks - menší strana do 400mm)	0	0	0	2	4	6	6	6		2		
6	ÚTLUM KONCOVÝM ODRAZEM	3,5	2,1	1,2	0,6	0,3	0,2	0,1	0,0		d=	1,427299	c= 344
7	HLUK V ŽALUZII L _W	88,9	89,6	86,2	82,1	73,3	67,5	62,6	54,6	93,60			
8	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 1200/650/1500; 100; 8 KULIS; dP= 42 Pa)	12,0	18,0	32,0	58,0	85,0	85,0	73,0	39,0				
9	ÚTLUM TLUMIČE HLUKU (MART - 900/450/1300; 100; 6 KULIS; dP= 185 Pa)	10,0	15,0	26,0	50,0	85,0	80,0	65,0	35,0				
10	HLUK V ŽALUZII L _{W2}	66,9	56,6	28,2	-25,9	-96,7	-97,5	-75,4	-19,4	67,28			
11	VLASTNÍ HLUK ŽALUZIE L ₁									40			
12	HLUK VYSTUPUJÍCÍ Z ŽALUZIE L ₅									67			
13	KOREKCE NA POČET ŽALUZIÍ K ₁									3,0103		N=	2
14	HLUK VŠECH PŘÍVODNÍCH ŽALUZIÍ L									70			

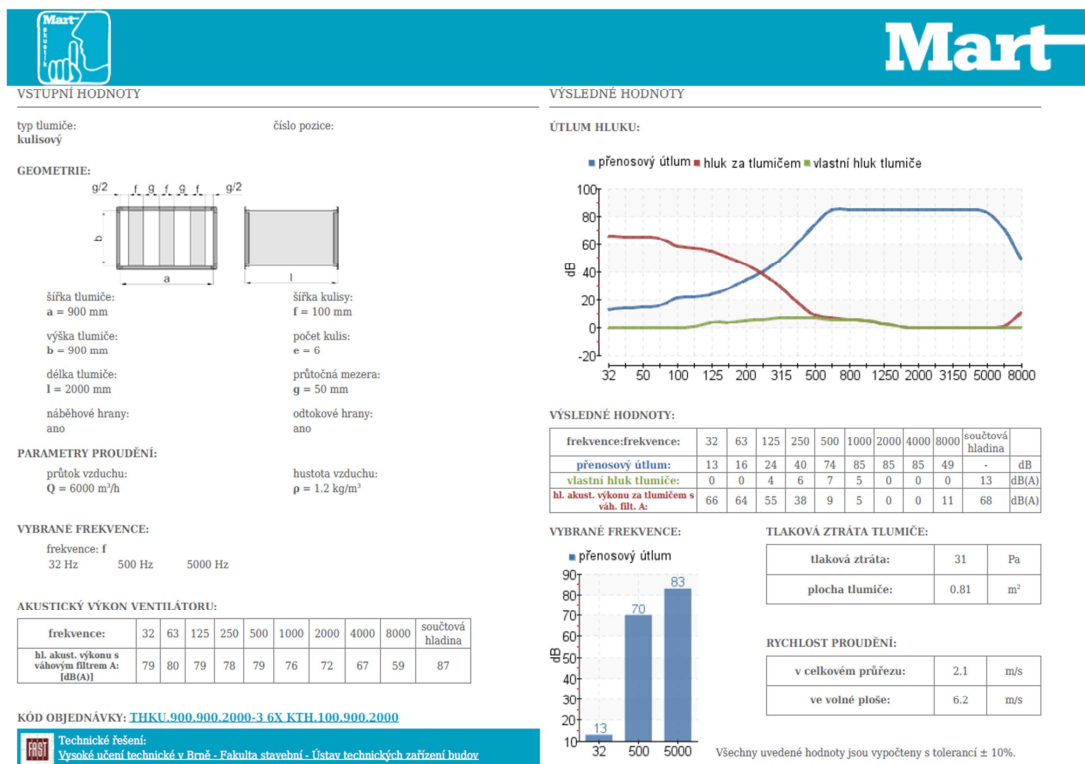
L_{W,S} (dB)

70,30

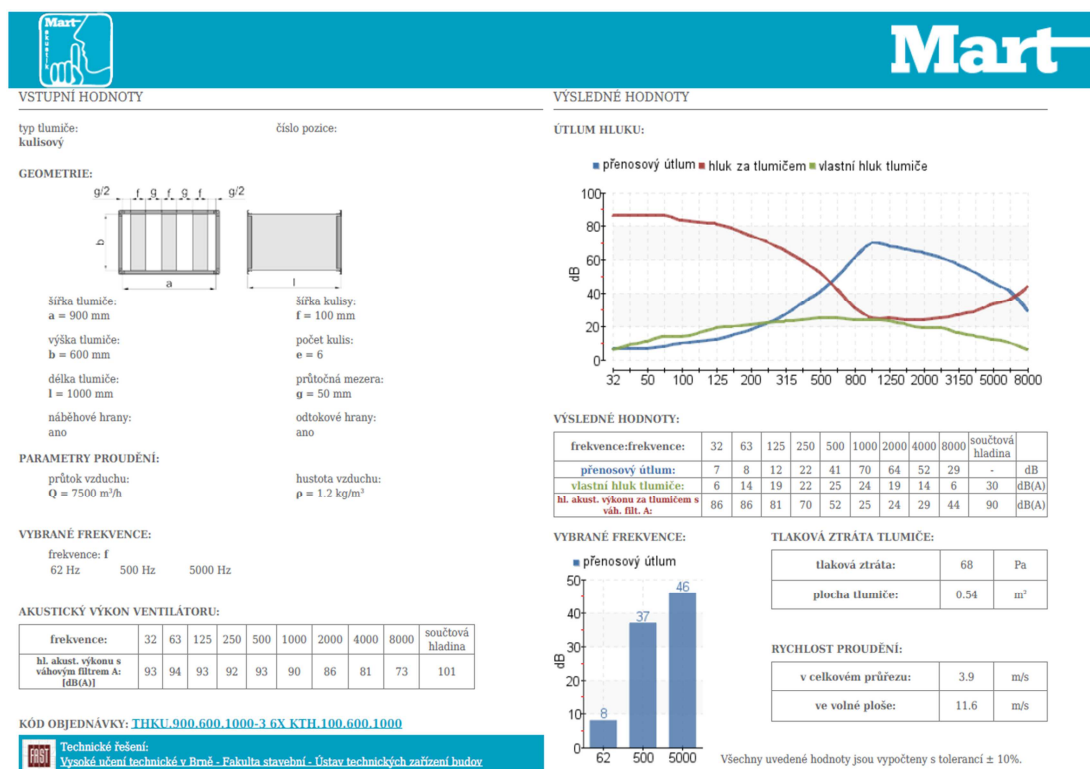
ÚTLUM HLUKU V EXTERIÉRU

L _p (dB)	48,34	<	50	VYHOVUJE
Q (-)	2			
r (m)	5			

Tabulka 27: Akustické posouzení – místnost H508 – nový stav



Obrázek 38: Odhad instalovaného tlumiče hluku v systému – odvodní potrubí



Obrázek 39: Nově navržený tlumič hluku – přírodní potrubí



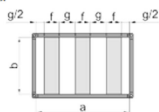
Mart

VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:
kulisový

číslo pozice:

GEOMETRIE:



šířka tlumiče:

a = 900 mm

výška tlumiče:

b = 600 mm

délka tlumiče:

l = 1800 mm

náběhové hrany:

ano

šířka kulisy:

f = 100 mm

počet kulis:

e = 6

průtočná mezera:

g = 50 mm

odtokové hrany:

ano

PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:

Q = 7500 m³/h

hustota vzduchu:

ρ = 1.2 kg/m³

VYBRANÉ FREKVENCE:

frekvence: f

62 Hz

500 Hz

5000 Hz

AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váh. filtrem A: [dB(A)]	85	86	85	84	85	82	78	73	65	93

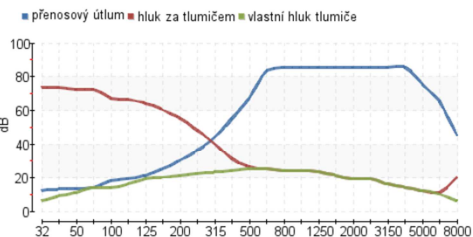
KÓD OBJEDNÁVKY: THKU.900.600.1800-3 6X KTH.100.600.1800

Technické řešení:

Vysoké učení technické v Brně - Fakulta stavební - Ústav technických zařízení budov

VÝSLEDNÉ HODNOTY

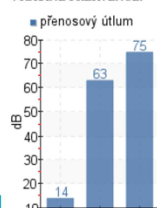
ÚTLUM HLUKU:



VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	12	14	21	36	67	85	85	85	45	-
vlastní hluk tlumiče:	6	14	19	22	25	24	19	14	6	30
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	73	72	64	48	26	24	19	14	20	76

VYBRANÉ FREKVENCE:



TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:

tlaková ztráta:	100	Pa
plocha tlumiče:	0.54	m²

RYCHLOST PROUDĚNÍ:

v celkovém průřezu:	3.9	m/s
ve volné ploše:	11.6	m/s

Všechny uvedené hodnoty jsou vypočteny s tolerancí ± 10%.

Obrázek 40: Odhad instalovaného tlumiče hluku v systému – přívodní potrubí



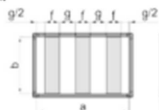
Mart

VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:
kulisový

číslo pozice:

GEOMETRIE:



šířka tlumiče:

a = 900 mm

výška tlumiče:

b = 450 mm

délka tlumiče:

l = 1300 mm

náběhové hrany:

ne

šířka kulisy:

f = 100 mm

počet kulis:

e = 6

průtočná mezera:

g = 50 mm

odtokové hrany:

ano

PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:

Q = 7500 m³/h

hustota vzduchu:

ρ = 1.2 kg/m³

VYBRANÉ FREKVENCE:

frekvence: f

32 Hz

500 Hz

5000 Hz

AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váh. filtrem A: [dB(A)]	86	86	85	84	85	82	78	73	65	93

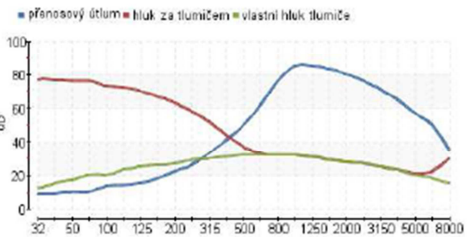
KÓD OBJEDNÁVKY: THKU.900.450.1300-2 6X KTH.100.450.1300

Technické řešení:

Vysoké učení technické v Brně - Fakulta stavební - Ústav technických zařízení budov

VÝSLEDNÉ HODNOTY

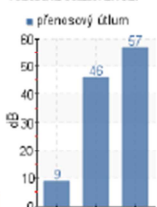
ÚTLUM HLUKU:



VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	9	10	15	26	56	85	80	65	35	-
vlastní hluk tlumiče:	12	20	25	29	32	32	28	23	15	37
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	77	76	70	58	37	32	28	23	30	80

VYBRANÉ FREKVENCE:



TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:

tlaková ztráta:	185	Pa
plocha tlumiče:	0.41	m²

RYCHLOST PROUDĚNÍ:

v celkovém průřezu:	5.1	m/s
ve volné ploše:	15.4	m/s

Všechny uvedené hodnoty jsou vypočteny s tolerancí ± 10%.

Obrázek 41: Odhad instalovaného tlumiče hluku v systému – sací potrubí



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

PROJEKTOVÁ ČÁST

TECHNICKÁ ZPRÁVÁ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Voleš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2018

9 TECHNICKÁ ZPRÁVA

9.1 IDENTIFIKAČNÍ ÚDAJE

Název akce:	Úprava VZT č. 2.01 v budově JIC INMEC
Místo:	Brno - Medlánky
Investor:	JIC INMEC
Projektant:	Bc. Jakub Voleš
Stupeň projektu:	Dokumentace pro provedení stavby

9.2 ÚVOD

Tato PD se týká úpravy stávajícího VZT zařízení č. 2.01. Na základě požadavku investora bude provedena úprava tohoto zařízení z důvodu zajištění odvlhčování přiváděného vzduchu do prostoru laboratoří. VZT zařízení č. 2.01 má nyní nedostatečný odvlhčovací výkon.

9.3 POPIS TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ

Návrhové podmínky upraveného VZT z.č. 2 jsou následující: Do prostoru má být přiváděn vzduch o teplotě 22°C a relativní vlhkosti 50 %. Toho bude s navrženým zařízením dosaženo při venkovním extrému 34 °C a relativní vlhkosti 43 %.

Do stávající VZT jednotky 2.01 bude doplněn dvouokruhový přímý výparník, který zajistí ochlazení a odvlhčení přívodního vzduchu. Vzduch bude následně dohřátý na stávajícím, upraveném elektrickém dohříváči. Do jednotky bude také osazen nový, výkonnější přívodní ventilátor.

Bude provedena demontáž stávající vestavby přívodního ventilátoru. Na jeho místo bude dodán nový ventilátor s příkonem 11 kW včetně nového frekvenčního měniče (dodávka VZT). Ovládání a silové připojení zajistí profese MaR. Frekvenční měnič bude naprogramován na ovládání 0-10 V.

Bude provedena demontáž stávajícího bloku č. 4 a bude dodán nový plášť bloku č. 4 (dodávka VZT). Do nového bloku č. 4 budou osazeny původní komponenty – vodní ohříváč, vodní chladič, eliminátor kapek vodního chladiče a elektrický dohříváč. Nově bude do bloku č. 4 dodán dvouokruhový přímý výparník. Stávající elektrický ohříváč bude zapojen na výkon 27 (30) kW. Připojení zajistí silnoproud, ovládání zajistí MaR.

Pro dvouokruhový přímý výparník budou nově osazené dvě kondenzační jednotky, které budou s přímým výparníkem propojeny chladivovým CU potrubím a komunikační kabeláží. Silové napojení kondenzačních jednotek zajistí profese silnoproud, ovládání zajistí profese MaR. Ovládání bude provedeno přes kondenzační jednotku Master.

VZT jednotka se popsanou úpravou prodlouží o cca 750 mm. Stávající rozvody VZT pro sání čerstvého a výfuk znehodnoceného vzduchu budou dopojeny na upravenou 2.01 po domě-

ření na místě. Je uvažováno s prodloužením směrem k sání čerstvého vzduchu – tedy s posunem bloku s výměníkem ZZT.

Vzhledem k možnosti změny rozměrů kondenzačních jednotek po odevzdání PD stavby, je nutné v profesi VZT počítat s úpravou projektovaných základů pod kondenzační jednotky uvedených v PD stavby.

9.4 POPIS TECHNICKÝCH STANDARDŮ

9.4.1 Ventilátor:

- vysoce výkonný radiální ventilátor s oboustranným sáním, dozadu zahnutými lopatkami a s pohonem řemenovým převodem
- duté aerodynamicky profilované svařované lopatky oběžného kola ventilátoru
- oběžné kolo staticky a dynamicky vyváženo dle DIN ISO 1940 třídy jakosti G2,5
- lopatky a plášť ventilátoru – kontinuálně svařované spoje
- přesná hlučivě testována, bezúdržbová, radiální kuličková ložiska montována v ocelových pouzdrech s gumovými vložkami nebo v litinových domcích
- trojfázové asynchronní motory s kotvou nakrátko, krytí IP55 pro jmenovitá napětí do 3 kW 230V Δ /400V Y, 50 Hz nad 3 kW 400V Δ /690V Y, 50 Hz, teplotní třída 155 (dříve třídou izolace F) a tepelnou ochranou PTC termistory nebo termokontakty, max. okolní teplota 40°C
- k dolnímu panelu jednotky je tento celek upevněn prostřednictvím tlumičů chvění
- příruba ventilátoru je spojena s dělicí stěnou ventilátorové části pružnou manžetou včetně vodivého pospojování
- ventilátorová část pláště je opatřena panelem s panty a uzávěry pro snadný přístup, uzávěry jsou z bezpečnostních důvodů v provedení k otevření speciálním nástrojem
- skříň ventilátoru opatřena revizními dvířky k umožnění čištění prostoru skříně a lopatek ventilátoru
- skříň ventilátoru opatřena vypouštěcím otvorem pro vypuštění vody ze skříně ventilátoru v případě čištění aj.
- ventilátor opatřen od výrobce ventilátoru odběrnými místy pro osazení snímače diferenčního tlaku k regulaci průtoku vzduchu na základě měření a vyhodnocování změn statického tlaku v systému, tyto odběrná místa vyvedena na vnější plášť VZT jednotky
- součástí komory ventilátoru inspekční okénko
- součástí dodávky VZT jednotky servisní vypínač ventilátoru a frekvenční měnič
- elektroinstalace motoru ventilátoru vyvedena na vnější plášť VZT jednotky do svorkovnice s příslušným krytím pro snadnou instalaci a zprovoznění
- požadovaná rezerva motoru vůči výkonu ventilátoru na hřídeli je cca 40% pro pracovní bod 7500m³/h a 2 600 Pa.

9.4.2 Řemenový převod ventilátoru:

- řemenice z ušlechtilé šedé litiny GG20-GG25, provedení dle DIN 2211 a ISO 4183, upevněné pomocí rychloupínacích pouzder Taper-Lock, staticky vyvážené
- vysoce výkonné řezané klínové řemeny s vnitřním ozubením dle DIN 7753, ISO 4184 a se stálou tolerancí (TS), což umožňuje použití v sadách bez zvláštního výběru; všechny řemeny jsou antistatické dle normy ISO 1813
- napínání klínového řemene posunem motoru upevněného na napínacích saních nebo ližinách, bez použití speciálního nářadí

9.4.3 Frekvenční měnič:

- speciální měnič pro HVAC aplikace s kvadratickou zátěžnou charakteristikou
- integrované vstupní tlumivky pro zamezení zpětných vlivů na napájecí síť
- integrovaný vysokofrekvenční RFI filtr třídy B1 dle EN 55011
- elektrické krytí IP54
- PID regulátor
- přímý vstup pro vyhodnocení termistoru ve vinutí motoru
- RS485 (protokoly ModBus RTU, BACnet mstp, N2 Metasys, FLN Apogee)
- dvouřádkový podsvícený displej umožňující manuální ovládání
- ochranné funkce: mezifázový zkrat na výstupu, zemní zkrat na výstupu, elektronická tepelná ochrana motoru ETR, ochrana proti teplotě, proti přepětí i podpětí, kontrola fází
- měnič je od dodavatele dodán naprogramovaný pro daný ventilátor

9.4.4 Výparník:

- materiál lamel AL
- materiál rámu AL
- materiál trubek CU
- výparník dvoukruhový, okruhy řazené za sebou
- rozteč lamel min. 2.5mm

9.4.5 Vlastnosti nově dodaného opláštění dle ČSN EN 1886* - Větrání budov - Potrubní prvky - Mechanické vlastnosti:

- Mechanická stabilita: D2 (M)
- Netěsnost pláště: L2 (M)
- Netěsnost mezi filtrem a rámem (<0,5%(F9))
- Termická izolace: T3
- Faktor tepelných mostů: TB3
- *Výše uvedené parametry pláště jsou minimální požadované. Hodnoty musí být naměřeny a potvrzeny třetí nezávislou osobou, která dlouhodobě provádí daná měření a je schopna zajistit opakovatelnost měření a garantovat výsledky – například Eurovent Certita Certification

9.4.6 Kondenzační jednotky:

- Kondenzační jednotky 2 ks pracující systémem master-slave, každá na svém okruhu výparníku
- Regulace výkonu dvojice kondenzačních jednotek plynulá v rozsahu od 5-100%
- Ventilátory kondenzátorů s plynulou regulací otáček, EC motory, řízení výkonu ventilátorů dle snímání kondenzační teploty
- Kompresory typu scroll
- Expanzní ventily – min. jeden z expanzních ventilů elektronický včetně řídicího modulu s displayem a monitoringem vypařovací teploty, otevření ventilu, vypařovacího tlaku chladiva
- Kondenzační jednotka Master s PLC regulátorem, s možností nastavení provozních parametrů
- Výkon kondenzačních jednotek ovládán externím signálem 0-10V + bezn. kontakt pro povolení chodu
- PLC regulace zajišťuje v případě potřeby omezení výkonu kondenzační jednotky tak, aby nedošlo k zamrzání kondenzátu na lamelách výparníku
- Součástí vybavy kondenzační jednotky dále ochranné relé sledu a symetrie fází, sběrač chladiva s uzavíracím ventilem, filtrdehydrátor, průhledítko na kapalinovém potrubí
- Akustické parametry kondenzační jednotky: $L_p(10m) = 47dB(A)$
- Plášť kondenzační jednotky opatřen ochranným lakováním

9.5 NÁROKY NA ENERGIE

K zajištění chodu větracích a klimatizačních zařízení je třeba zabezpečit následující zdroje energií:

Viz nedílná příloha technické zprávy: **Přehled výkonů po zařízeních**

9.6 MĚŘENÍ A REGULACE, PROTIMRAZOVÁ OCHRANA

Navržená úprava VZT zařízení bude nově vyžadovat:

- protimrazová ochrana teplovodního výměníku – měření na straně vzduchu i vody.
- při poklesnutí teploty: 1.-vypnutí ventilátoru, 2.-uzavření klapky, 3.-otevření třícestného ventilu, 4.-spuštění čerpadla
- ovládání chodu ventilátorů, silové napájení ovládaných zařízení – nového frekvenčního měniče přívodního ventilátoru
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu teplovodního ohřívače v zimním období
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu vodního chladiče v letním období
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu přímého výparníku
- regulaci vlhkosti přiváděného vzduchu řízením výkonu přímého výparníku a elektrického dohřívače
- umístění a dodávka teplotních a vlhkostních čidel

9.7 NÁROKY NA SOUVISEJÍCÍ PROFESE

9.7.1 Stavební úpravy:

- základy výšky 500 mm pod kondenzační jednotky 2.02a a 2.02b umístěné na střeše objektu
- kryt na Cu potrubí procházející po střeše
- prostupy pro CU potrubí, včetně zapravení a dotěsnění

9.7.2 Silnoproud:

- Silové připojení dle tabulek výkonů

9.7.3 ÚT a rozvody chladu:

- Nové připojení ohřívačů a chladičů VZT jednotky na topnou a chladovou vodu včetně dodávky/úpravy regulačních uzlů

9.7.4 ZTI:

- odvod kondenzátu od přímého výparníku a úprava odvodu kondenzátu od stávajícího chladiče a ZZT (posun)

Zařízení č. Pozice	INMEC	Ventilátor			Elektrická energie			Ohřev		Chlazení					Ovládání Poznámka		
		Množství vzduchu m3/h	Externí tlak Pa	Počet ks	Elektrický příkon jednotkový kW	Elektrický proud jednotkový A	Elektrický příkon celkem	Pracovní frekvence Hz	Napětí/ frekvence V / Hz	Topný výkon 80/60 °C kW	Průtok topné vody l/s	Tlaková ztráta výměníku kPa	Chladicí výkon kW	Průtok chladicí vody l/s		Tlaková ztráta výměníku kPa	Kondenzát na výměnících kg/h
	Zařízení č.2 - Úprava VZT																
2.01	Centrální jednotka																
	Přívodní ventilátor	P	7 500	1	11,00	21	11	88	3x400/50								Jednotáčkový, řízený FM - MaR
																	Nový naprogramovaný FM dodávka VZT
	Vodní ohřevač																Stávající - úprava UT
	Vodní chladič											53,6	2,03	1,5	15		Stávající - úprava UT
2.01a	Přímý výparník - 1.okruh											27,19	R407c				
2.01b	Přímý výparník - 2.okruh											21,43	R407c				
	Elektrický dohřevač			1	30,00		30			Stávající - přepojení na vyšší výkon			Ovládání MaR, Přepojení na vyšší výkon 30kW zajistí VZT (z původních 15kW)				
2.02a	Kondenzační jednotka s regulátorem - Master			1	10,00	18	10		3x400/50				R407c				Silově silnoproud, řízení MaR, Jistič D
2.02b	Kondenzační jednotka - Slave			1	9,00	17	9		3x400/50				R407c				Silově silnoproud, Jistič D
	C E L K E M BEZ SOUČASNOSTI						60										
	Celkem při současnosti					0,8	48										

Tabulka 28: Tabulka výkonů



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

**ÚČINNOST ZPĚTNÉHO ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA –
GLYKOLOVÉHO OKRUHU**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Voleš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.

BRNO 2018

10 ÚVOD

V rámci vědeckého poznání je dnes již nesporné, že aktivity lidské populace mají obrovský vliv na životní prostředí a na globální ekosystém jako takový, a to jak vliv pozitivní, tak (bohužel převážně) i negativní. Je celospolečenskou povinností, pokud chce lidstvo trvale a udržitelně pobývat na planetě Zemi, hledat způsoby, jak minimalizovat energetické nároky napříč všemi druhy jeho konání.

V oboru vzduchotechniky je jedním z takových opatření instalace systémů zpětného získávání tepla, které je dnes již povinnou součástí nově instalovaných zařízení. S narůstajícím tlakem zákonodárných orgánů na stále vyšší technickou dokonalost a vyšší účinnost těchto systémů přichází i otázka, zda jsou tato nařízení jen teoretickými (a často i iluzorními), a nebo jsou v reálném provozu i prakticky dosažitelné.

Subjektem měření v rámci experimentální části je systém kapalinového (glykolového) okruhu, který ve vzduchotechnické jednotce určené k obsluze čistého prostoru zajišťuje rekuperační zpětný zisk tepla. Cílem měření je posoudit účinnost tohoto systému v různých fázích provozu.

Glykolový okruh (dále GO) spadá do kategorie rekuperačního ZZT – nepřímého ZZT – s kapalinovým okruhem poháněným nuceně (dle Dr. Adamovského, ČVUT). Vhodnost jeho aplikace se projeví zejména u vzdáleně dislokovaných vzduchových proudů. Jedná se o výměníky typu kapalina-vzduch, nejčastěji o žebrované trubky. Jako pracovní látka se ve většině případů využívá voda, s výhodou nemrznoucí směs, v celku však látky bez fázové změny. Mezi výhody GO můžeme řadit možnost různého umístění výměníků – rekonstrukce; zabránění míšení proudů; nízké investiční náklady. Nevýhodou je však poměrně nízká účinnost vzhledem k několikanásobnému přestupu tepla; provozní náklady na příkon oběhového čerpadla. Pan profesor Hemzal z ČVUT v Praze uvádí interval 30 – 90 % teplotní účinnosti GO, která se odvíjí od rychlosti proudění vzduchu a kapaliny, směru proudění (soproudý, protiproudý, křížový, ...), počtu řad výměníků (18-ti řadé výměníky účinnost až 90%), atd.

10.1 POUŽITÁ MĚŘIDLA A ZAŘÍZENÍ

Měřicí přístroj:

- **Datalogger – COMET S3120E Teploměr-vlhkoměr – 4 ks**
 - Rozsah pracovních teplot: -30 až +70°C
 - Přesnost $T < 25^{\circ}\text{C}$ a $\text{RH} > 30\%$; rozsah -60 do +70 °C
 - Rozlišení údaje o teplotě a vlhkosti: 0.1°C, 0.1%RH



- Interval záznamu: nastavitelný od 10s do 24hod (1min až 24hod v nízko-příkonovém režimu)
- Celková kapacita paměti: 32000 hodnot teploty (v necyklickém záznamu)

- **Balometr - AIR FLOW model PH731 – měření průtoku**

- Měření rychlosti:
 - Dynamická rychlostní sonda: 0,125...78 m/s
 - Termické sondy: 0...50 m/s
 - MATRIX sonda: 0,125...12,5 m/s
 - Přesnost: $\pm 3 \%$ z měřené hodnoty, $\pm 0,04$ m/s (platí pro hodnoty vyšší než 0,25 m/s)
 - Rozlišení: 0,01 m/s
- Měření tlaku:
 - Diferenční a statický tlak: ± 3735 Pa
 - Absolutní tlak: 356...1016 mm Hg
 - Přesnost: $\pm 2 \%$ z měřené hodnoty, $\pm 0,25$ Pa (diferenční a statický tlak) $\pm 2 \%$ z měřené hodnoty (absolutní tlak)
 - Rozlišení: 0,001 Pa (diferenční a statický tlak), 1 mm Hg (absolutní tlak)
- Měření průtoku:
 - Rozsah: 42...4250 m³/hod
 - Přesnost: $\pm 3 \%$ z měřené hodnoty, ± 12 m³/hod (platí pro hodnoty vyšší než 85 m³/hod)
 - Rozlišení: 1 m³/hod
- Měření relativní vlhkosti:
 - Rozsah: 5...95 % r.v.
 - Přesnost: $\pm 3 \%$ r.v.
 - Rozlišení: 0,1 % r.v.
- Měření teploty:
 - Rozsah: -10...60 °C (teplotně vlhkostní sonda, sonda v tělese PH731); 4,4...60 °C (elektronika)
 - Přesnost: $\pm 0,3$ °C
 - Rozlišení: 0,1 °C
 - Teplota skladování: -20...71 °C
- Paměť přístroje: 26.500 hodnot (včetně data a času měření); celkem ve 100 různých testech
- Interval záznamu: Uživatelsky volitelný (interval 10...600 sekund)



- **Přístroj pro měření klimatu- TESTO 480 – měření průtoku laminárního stropu**

- Měření teploty:

- Pt100

- Rozsah: -100 až +400°C
 - Rozlišení: 0,01°C

- Typ K (NiCr-Ni)

- Rozsah: -200 až 1370°C
 - Přesnost: $\pm(0.3\text{ °C do }0.1\text{ \% z mv})$
 - Rozlišení: 0,1°C

- Měření vlhkosti:

- Rozsah: 0 až 100% rH
 - Rozlišení: 0,1 rH

- Měření vlhkosti:

- Lopatkový anemometr

- Rozsah: 0.6 do +50 m/s (Vrtulková sonda Ø 16 mm)
 - 0.1 do +15 m/s (Vrtulková sonda Ø 100 mm)
 - Rozlišení: 0.1 m/s (Vrtulková sonda Ø 16 mm)
 - 0.01 m/s (Vrtulková sonda Ø 100 mm)

- Žhavený drátek

- Rozsah: 0 do +20 m/s
 - Rozlišení: 0.01 m/s

- Měření CO₂:

- Rozsah: 0 do 10000 ppm CO₂
 - Rozlišení: 1 ppm CO₂

- Měření tlaku:

- Piezodoporový senzor tlaku

- Rozsah: -100 do +100 hPa
 - Přesnost: $\pm(0.3\text{ pa} + 1\text{ \% z mv})$ (0 do +25 hPa)
 - $\pm(0.1\text{ hPa} + 1.5\text{ \% z mv})$ (+25.001 do +100 hPa)
 - Rozlišení: 0.001 hPa

- Měření osvitu:

- Křemíková fotodioda

- Rozsah: 0 do 100000 lux
 - Rozlišení: 1 lux

- Měření absolutního tlaku:

- Rozsah: 700 do 1100 hPa
 - Přesnost: $\pm 3\text{ hPa}$
 - Rozlišení: 0.1 hPa



10.2 PODMÍNKY MĚŘENÍ

10.2.1 Klimatické podmínky

Průměrná teplota vzduchu v interiéru: 22,1°C

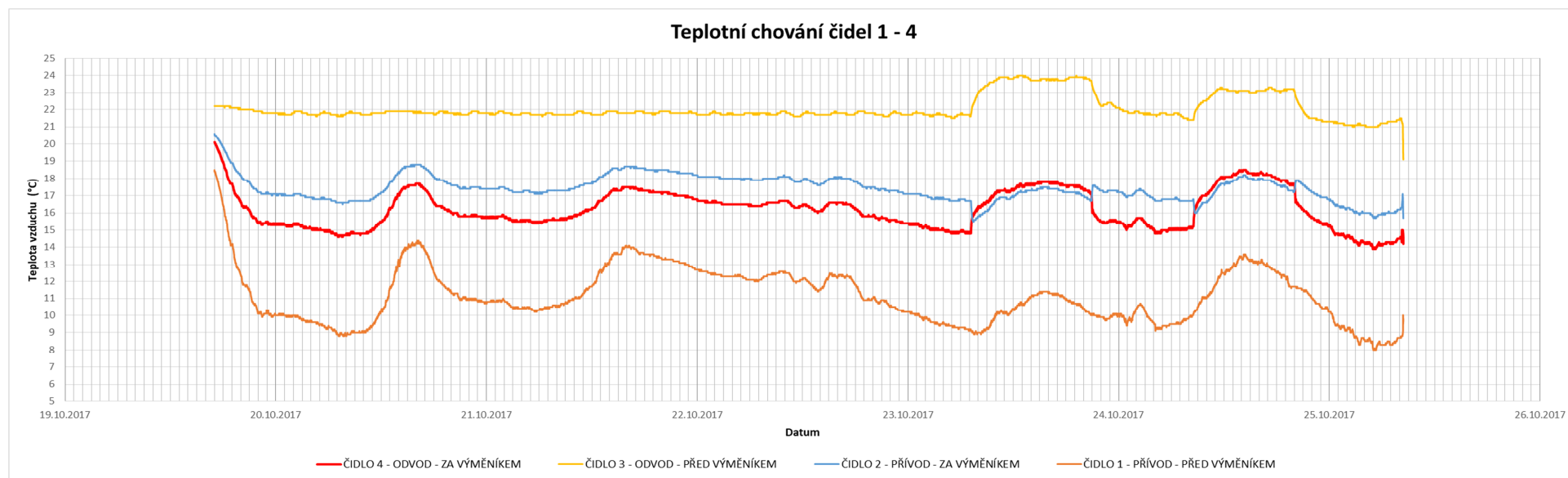
Průměrná teplota vzduchu v exteriéru: 11,1°C

Průměrná relativní vlhkost vzduchu v interiéru: 41%

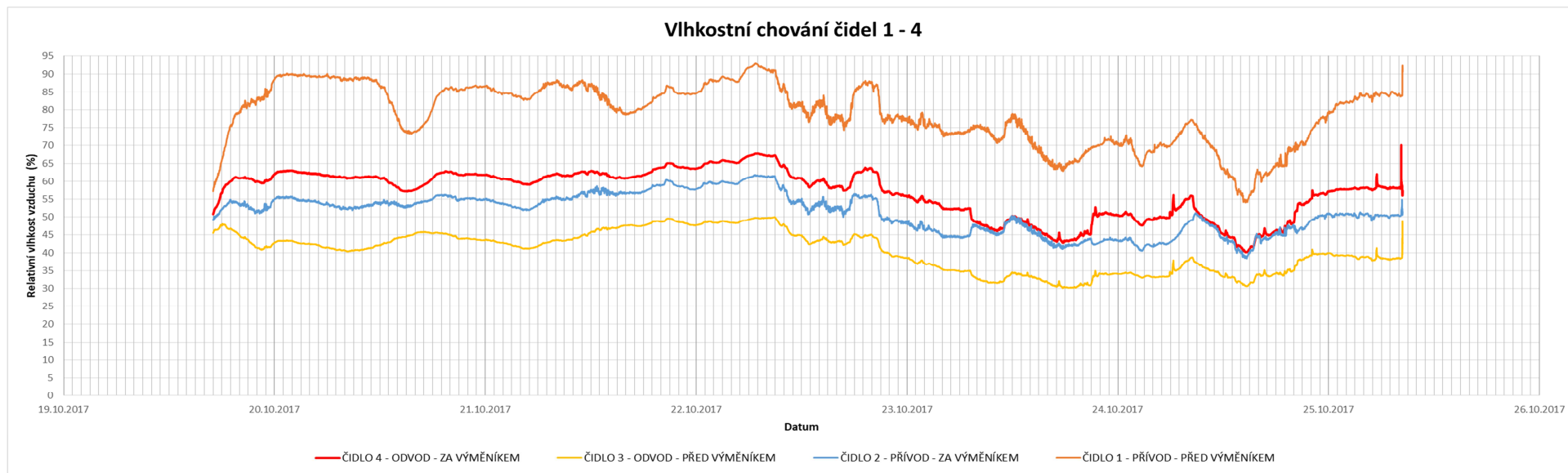
Průměrná relativní vlhkost vzduchu v exteriéru: 79%

Průměrný atmosférický tlak: 1019 hPa

Podrobný přehled průběhů teplot a relativních vlhkostí v čase měření je znázorněn v následujících grafech:



Graf 16: Teplotní chování čidel 1 - 4



Graf 17: Vlhkostní chování čidel 1 -4

10.2.2 Parametry měřeného prostoru:

Typ prostoru: Estetická chirurgie – čistý prostor

Výčet obsluhovaných místností, objemové průtoky a provozní stavy dle následující tabulky:

PRŮTOKY VZDUCHU V OBSLUHOVANÝCH MÍSTNOSTECH				
	TLUMENÝ REŽIM [35%]		PLNÝ REŽIM [90%]	
	OBJEMOVÝ PRŮTOK VZDUCHU [m³/hod]			
TYP MÍSTNOSTI	PŘÍVOD	ODVOD	PŘÍVOD	ODVOD
SUMA	1515	1535	4325	4375

Tabulka 29: Průtoky vzduchu v obsluhovaných místnostech

10.2.3 Parametry zařízení ZZT

Strana ODVODU:

Sekce glykolového okruhu Remak XPQR 10/V:

- Objem sekce: 0,655 m³
- Hmotnost sekce (+-10%): 189 kg
- Nominální průtok vzduchu (Odvod): 4300 m³/hod
- Tlaková ztráta (panel čelní - vstup). 7 Pa
- Tlaková ztráta (panel čelní - výstup). 7 Pa

Glykolový výměník Remak XPND 10/12R:

- Tlaková ztráta: 145 Pa
- Teplonosné médium: 25 % Ethylenglykol
- Vstupní teplota média (skutečná): -7,3 °C
- Výstupní teplota média (skutečná): 17,9 °C
- Vstupní parametry vzduchu: Zima + Léto
 - Teplota: 24°C + 23°C
 - Relativní vlhkost: 40% + 60%
- Výstupní parametry vzduchu: Zima + Léto
 - Teplota: 4,6°C + 23°C
 - Relativní vlhkost: 99% + 65%
- Výkon: 36 kW
- Množství kondenzátu: 11,2 kg/hod

- Průtok teplotnosného média: 1,34 m³/hod
- Hustota teplotnosného média (při 20°C): 1,027 kg/m³
- Tlaková ztráta média: 74 kPa
- Počet řad: 12
- Počet okruhů: 1
- Rozteč lamel: 2,5 mm
- Materiál trubek: Cu
- Materiál lamel: Al
- Průměr připojení: 1"
- Vodní obsah: 29,00 l

Eliminátor kapek Remak XPNU 10/A:

- Tlaková ztráta: 19 Pa

Souprava pro odvod kondenzátu Remak XPOO 400



Obrázek 42: Hydrobox (ZZT – glykolový okruh) na straně ODVODU

Strana PŘÍVODU:

Sekce glykolového okruhu Remak XPTP 10/D:

- Objem sekce: 0,87 m³
- Hmotnost sekce (+-10%): 153 kg
- Nominální průtok vzduchu (Přívod): 4325 m³/hod

Glykolový výměník (dále g.v.) Remak XPNC 10/12R:

- Tlaková ztráta: 145 Pa
- Teplonosné médium: 25 % Ethylenglykol
- Vstupní teplota média (skutečná): 17,9 °C
- Výstupní teplota média (skutečná): -7,3 °C
- Vstupní parametry vzduchu: Zima + Léto
 - Teplota: -15°C + 33°C
 - Relativní vlhkost: 90% + 40%
- Výstupní parametry vzduchu: Zima + Léto
 - Teplota: 10°C + 33°C
 - Relativní vlhkost: 12% + 40%
- Výkon: 36 kW
- Průtok teplonosného média: 1,34 m³/hod
- Hustota teplonosného média (při 20°C): 1,027 kg/m³
- Tlaková ztráta média: 74 kPa
- Počet řad: 12
- Počet okruhů: 1
- Rozteč lamel: 2,5 mm
- Materiál trubek: Cu
- Materiál lamel: Al
- Průměr připojení: 1"



Obrázek 43: ZZT – glykolový okruh n straně PŘÍVODU

10.3 PROSTOROVÁ KOORDINACE (FOTODOKUMENTACE)

Měřicí dataloggery byly umístěny bezprostředně do přívodního a odvodního proudu vzduchu. **Čidlo číslo 1** bylo vloženo a zafixováno v segmentu s odnímatelným opláštěním pro výměnu vstupního filtru (viz. obr.č.38) v proudu přívodního vzduchu. **Čidlo číslo 2** bylo umístěno v kontrolním segmentu s odnímatelným opláštěním mezi výměníkem teplovodního ohřívače a výměníkem ZZT – glykolového okruhu (viz. obr. č. 39) taktéž v proudu přívodního vzduchu. **Čidlo číslo 3** bylo vloženo do požární klapky v přibližné vzdálenosti cca 3m od výměníku ZZT – glykolového okruhu (viz. obr. č. 3) v proudu odvodního vzduchu. Změny stavu vzduchu uvnitř potrubí vzniklé ochlazením/oteplením proudu vzduchu vlivem okolí potrubí způsobí nepřesnost, která je však zanedbatelná a na výsledek měření má minimální vliv. **Čidlo číslo 4** bylo zafixováno v požární klapce v bezprostřední blízkosti za výměníkem ZZT – glykolového okruhu (viz. obr. č. 4) taktéž v proudu odvodního vzduchu.



Obrázek 44: Čidlo č.1 umístěno těsně za vstupním filtrem



Obrázek 45: Čidlo č.2 umístěno mezi sekce ZZT a ohřívače



Obrázek 46: Čidlo č.3 vloženo před výměník ZTT do požární klapky na straně ODVODU



Obrázek 47: Čidlo č.4 vloženo za výměník ZTT taktéž do požární klapky

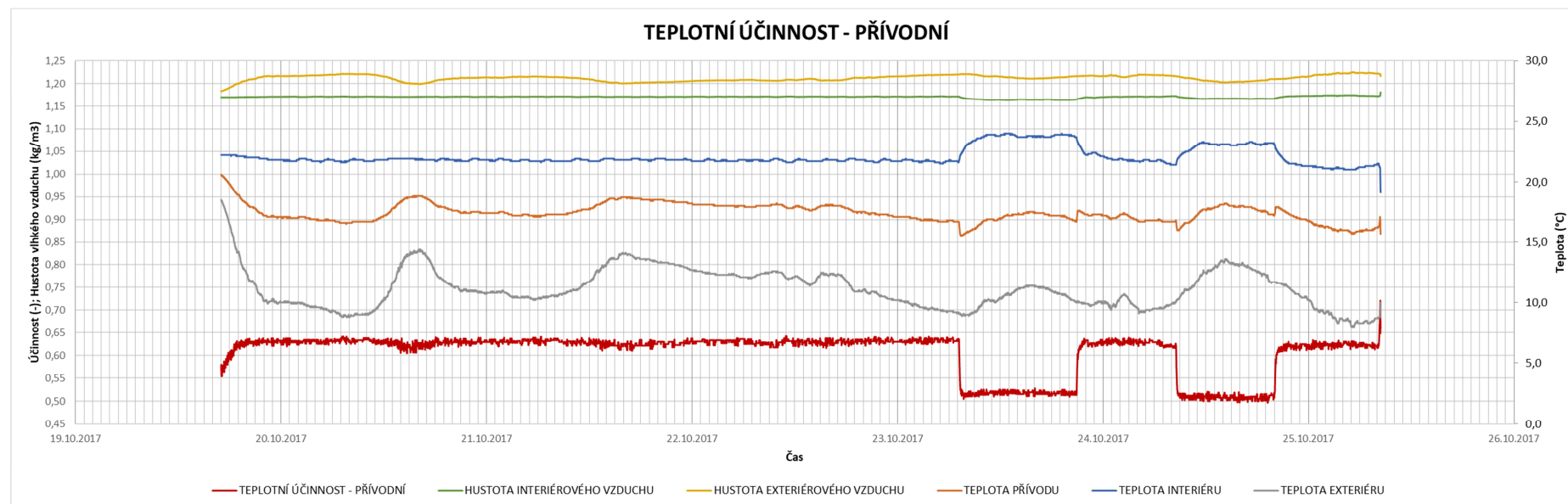


Obrázek 48: Měření objemového průtoku laminárního stropu přístrojem Testo



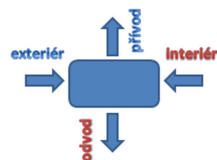
Obrázek 49: Měření objemových průtoků vzduchu výstek balometrem Airflow

10.5 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

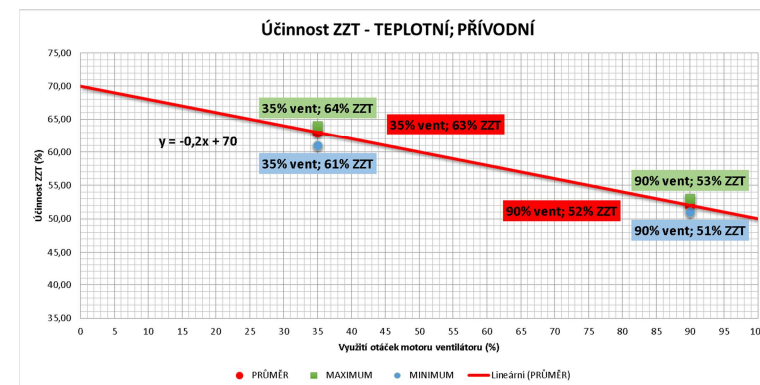


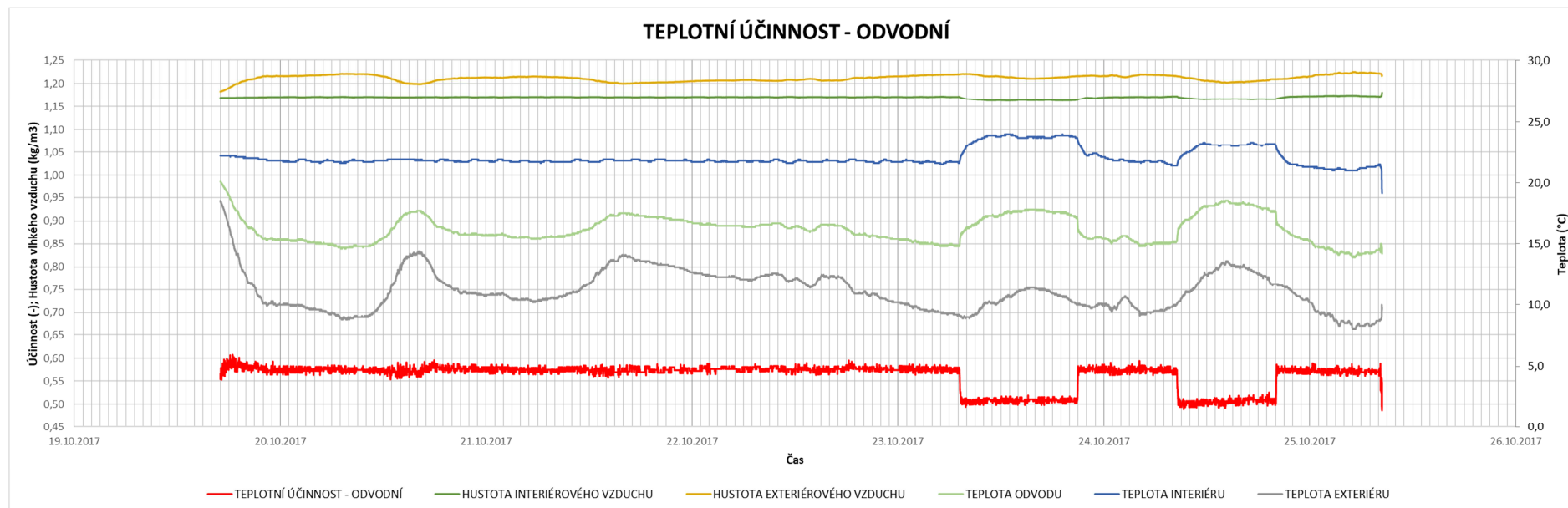
Teplotní účinnost - PŘÍVODNÍ

$$\eta_{T,p} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 \cdot \frac{\rho_3 \cdot V_{o.c}}{\rho_1 \cdot V_{p.c}} - t_1} * 100$$



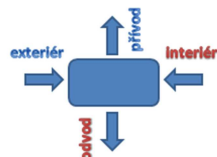
Graf 18: Teplotní účinnost přívodní



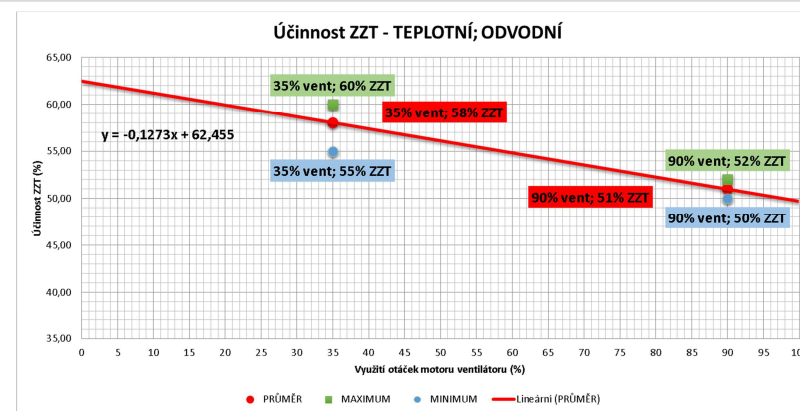


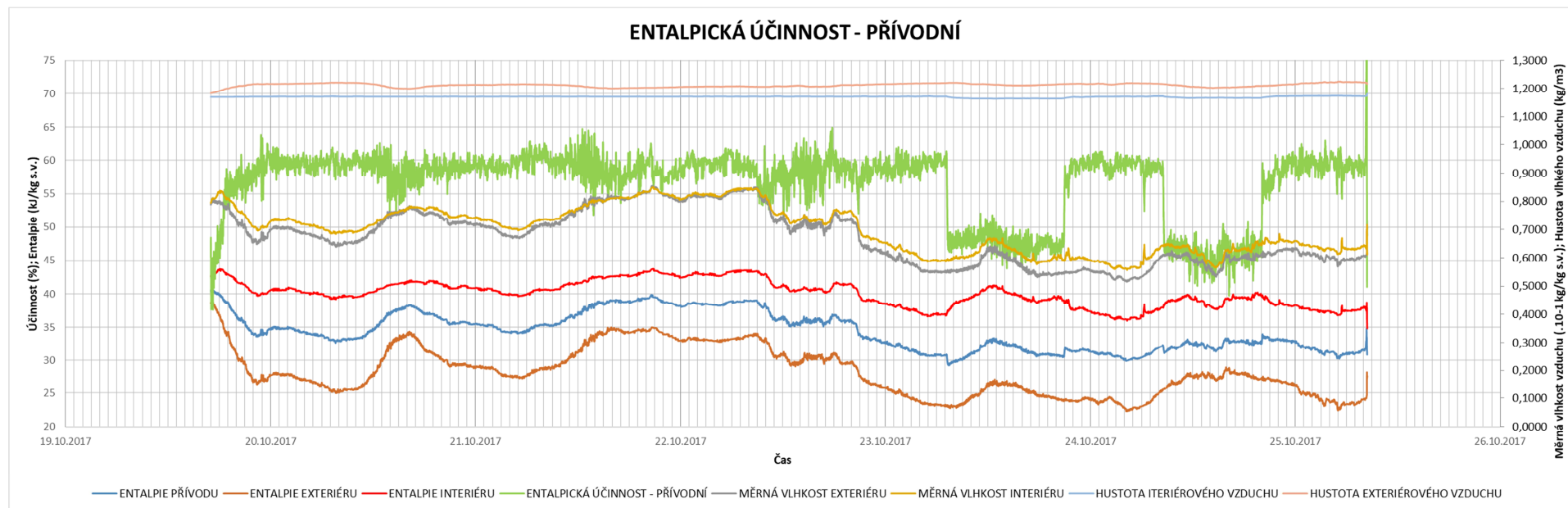
Teplotní účinnost - ODVODNÍ

$$\eta_{T,o} = \frac{t_3 - t_4}{t_3 \frac{\rho_{3.Vo.c}}{\rho_{1.Vp.c}} - t_1} * 100$$



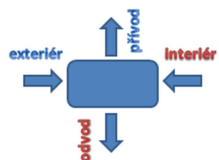
Graf 19: Teplotní účinnost odvodní



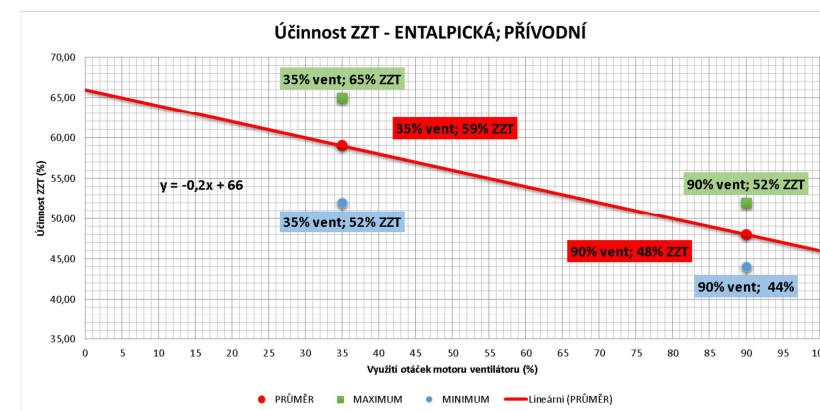


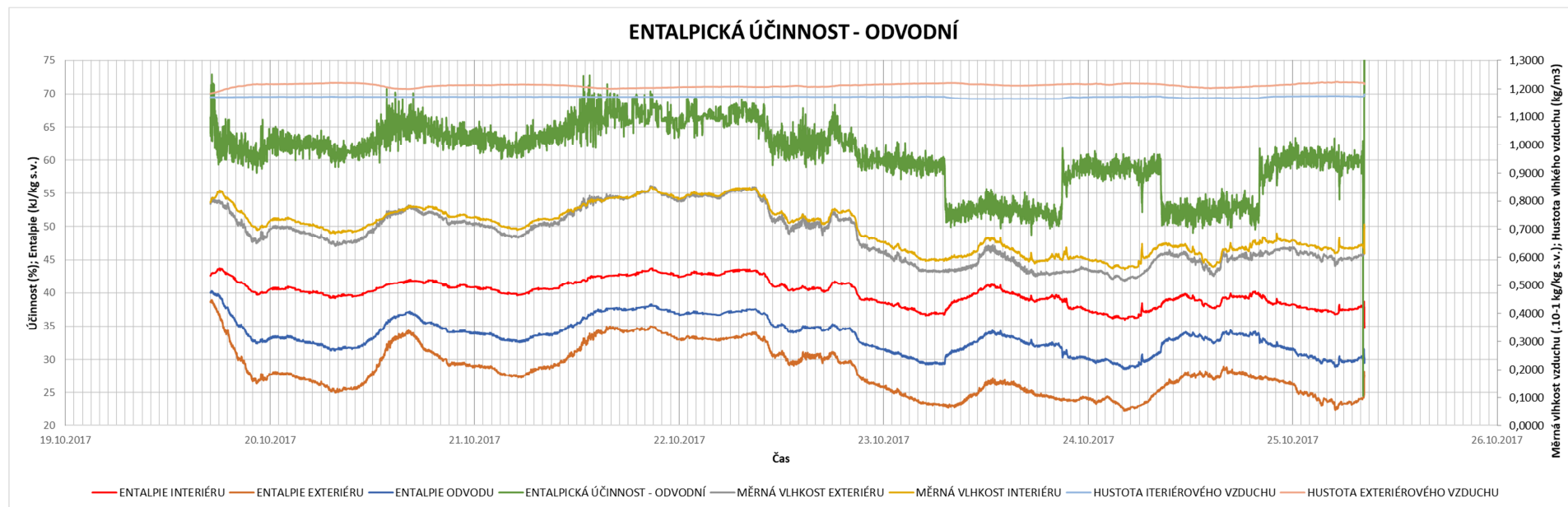
Entalpická účinnost - PŘÍVODNÍ

$$\eta_{H,p} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 \cdot \frac{\rho_3 \cdot V_o \cdot (1+x_1)}{\rho_1 \cdot V_p \cdot (1+x_3)} - h_1} * 100$$



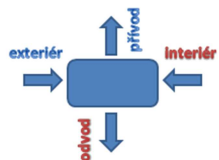
Graf 20: Entalpická účinnost přívodní



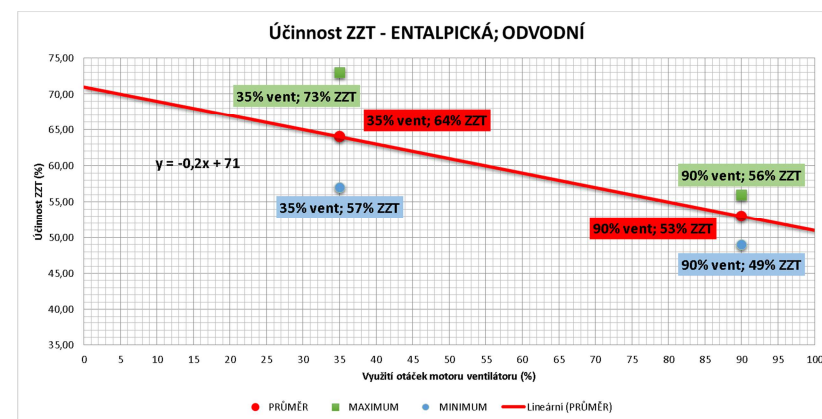


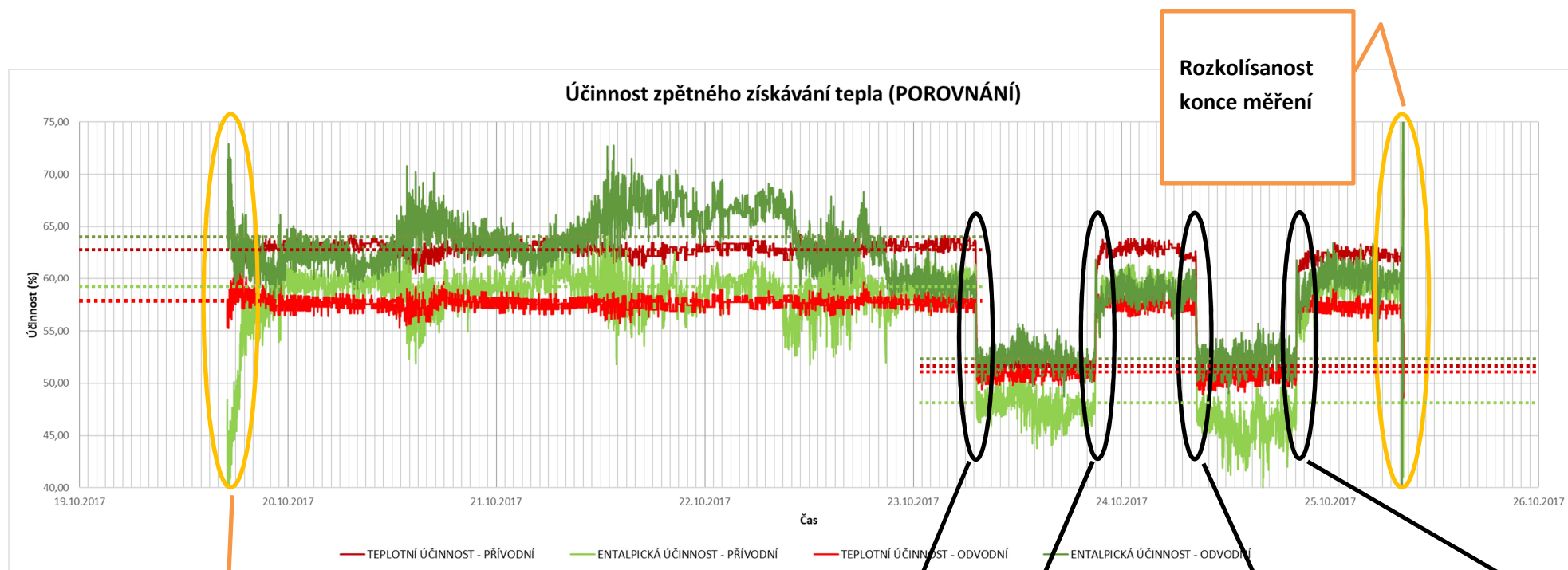
Entalpická účinnost - ODVODNÍ

$$\eta_{H,o} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 \cdot \frac{\rho_3 \cdot V_o \cdot (1+x_1)}{\rho_1 \cdot V_p \cdot (1+x_3)} - h_1} * 100$$



Graf 21: Entalpická účinnost odvodní





Graf 22: Účinnost ZTZ porovnání

**Rozkolísanost
počátku měření**

**Rozkolísanost
konce měření**

vent. z 35% na
90% v 23.10.
7:00

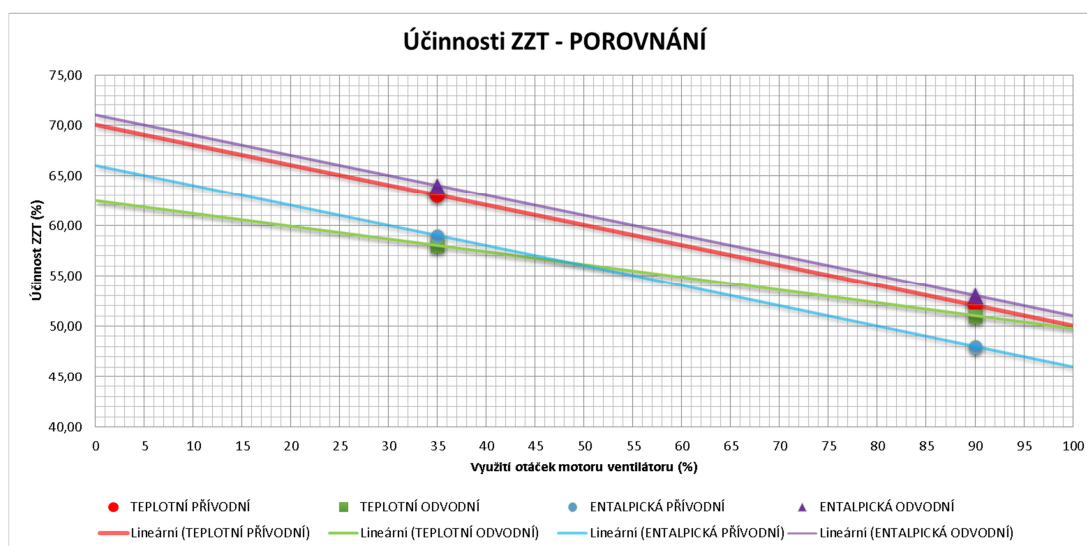
vent. z 90% na
35% v 23.10.
20:00

vent. z 35% na
90% v 24.10.
8:30

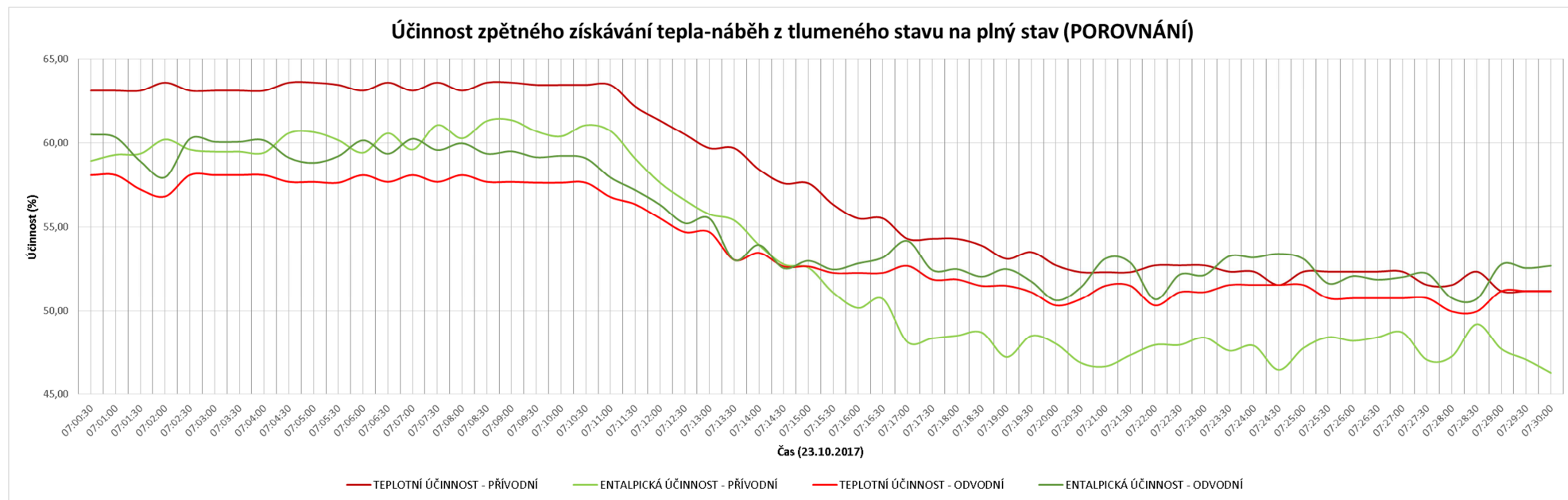
vent. z 90% na
35% v 24.10.
21:00

ÚČINNOST ZZT			PŘÍVODNÍ	ODVODNÍ
TLUMENÝ	TEPLOTNÍ	PRŮMĚR	63	58
		MAX	64	60
		MIN	61	55
	ENTALPICKÁ	PRŮMĚR	59	64
		MAX	65	73
		MIN	52	57
PLNÝ	TEPLOTNÍ	PRŮMĚR	52	51
		MAX	53	52
		MIN	51	50
	ENTALPICKÁ	PRŮMĚR	48	53
		MAX	52	56
		MIN	44	49

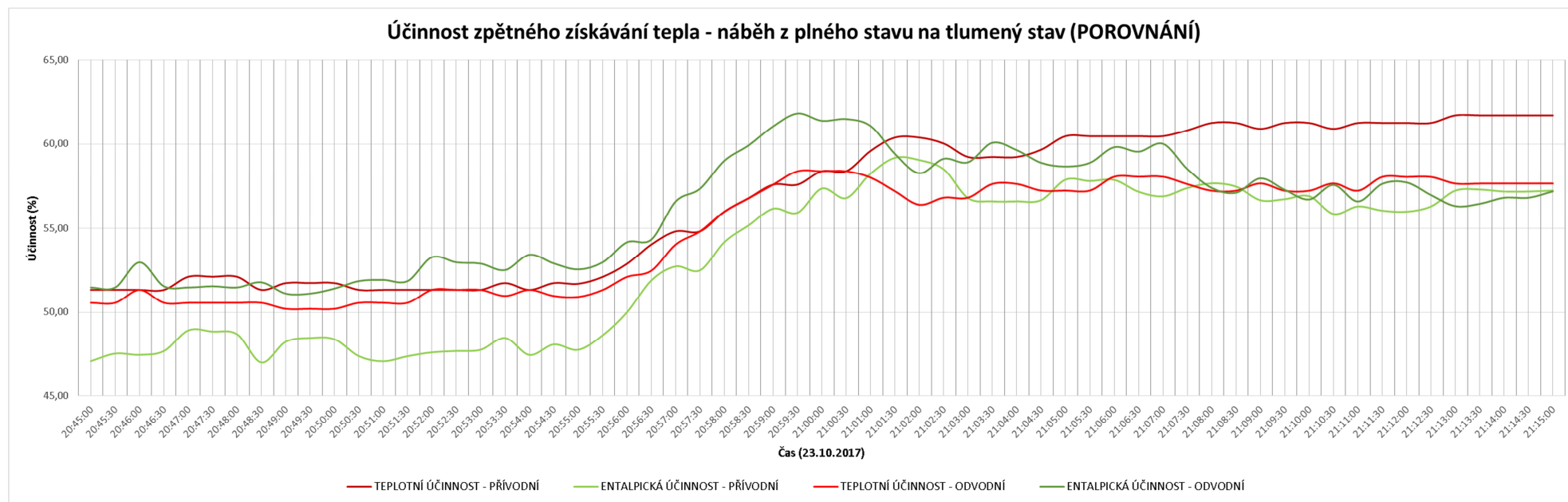
Tabulka 30: Výsledné shrnutí účinností ZZT



Graf 23: Porovnání trendů



Graf 24: Náběh z plného stavu na tlumený stav



Graf 25: Náběh z plného stavu na tlumený stav

10.6 ZÁVĚR

Předmětem zkoumání v rámci experimentální části byl systém glykolového okruhu ve funkci zpětného získávání tepla. Cílem měření bylo stanovit průběžnou hodnotu účinnosti předání tepla mezi výměníkem umístěným do přívodního proudu vzduchu a výměníkem umístěným do proudu vzduchu odvodního.

Pro účely měření bylo použito několika zařízení. K zaznamenávání aktuálních teplot a relativních vlhkostí v průběhu času byly použity datalogery, které byly alokovány na místa potřebná pro vyhodnocení experimentu (viz obr. 46). Byl stanoven celkový průtok přívodního a odvodního vzduchu za pomoci balometru a to jak pro útlumový, tak i pro plný provoz ventilátorů. Hodnota průtoku vzduchu proudícího z laminárního stropu byla stanovena pomocí měřící stanice Testo.

Měření probíhalo po dobu cca 5 dnů v měsíci říjnu, kterýžto svým klimatickým charakterem odpovídá převážně tzv. přechodnému období. Časový záznam byl nastaven na 30 sekund, který se autorovi jevil jako dostatečně jemný a vhodný pro následné zpracování do grafické podoby.

Systém ZZT je součástí vzduchotechnické jednotky, která obsluhuje čistý prostor (estetickou chirurgii). GO sestává ze dvou 12-ti řadých výměníků, čerpadla pro pohon teplotnosné látky, cca 3 m dlouhých izolovaných rozvodů teplotnosné látky, expanzní nádrže, armatur pro regulaci průtoku, bezpečnostních, měřících, uzavíracích armatur, atd.

Výsledky měření jsou prezentovány v grafické i tabulkové podobě. Pro doložení unikátnosti a reálnosti měření byla pořízena i fotodokumentace. První sada 4 grafů ukazuje průběh veličin vstupujících do výpočtu náležité podoby účinnosti. Jedná se o teplotní účinnost přívodní, odvodní a entalpickou účinnost přívodní a odvodní. Součástí každého listu s danou účinností je výpočetní vztah, dále pak graf aproximace závislosti účinnosti na procentuálním využití otáček motoru ventilátoru. Další diagram nabízí srovnání všech forem účinnosti v čase, spolu s vyznačenými průměrnými hodnotami a body zájmů. Mezi takové body patří počátek a konec měření. Tyto hodnoty byly vyňaty ze statistických vzorců a to z důvodu zkreslení dat, ke kterému došlo vlivem předčasného spuštění a předčasného ukončení měřící relace. Zajímavými body zlomu jsou také černě vyznačené přechody mezi provozními režimy. Součástí stránky je také tabelovaný přehled hodnot průměrů, maxim a minim odpovídajících účinností a provozních režimů a také finální porovnání trendů. Nejvyšší průměrnou hodnotu lze najít u odvodní entalpické účinnosti, která činí v tlumeném režimu 64% a v režimu plném 53%. Posuzovanou veličinou v legislativě je však teplotní přívodní účinnost. Ta nabývá hodnot 63% v tlumeném režimu a 52% v plném režimu. Křivky teplotních účinností se v grafech jeví mnohem stabilnější než křivky vycházejících z entalpií. Poslední list obsahuje znázornění časového průběhu změn účinností v závislosti na hodnotě objemového průtoku vzduchu proudícího skrze výměníky. Je možné provést pomyslné proložení průběhů veličin hladkými exponenciálami. Z grafu je patrné, že doba potřebná pro ustálení účinností na nových přibližně konstantních hodnotách je cca. 10 – 15 min.

Závěrem se nabízí posouzení konkrétního ZZT z hlediska požadavků směrnic Evropské unie. Již několik posledních let se snaží EU postupně směřovat technický vývoj v duchu nízkoeenergetické náročnosti. K tomu používá tzv. Nařízení komise EU (konkrétně č. 1253/2014), které slouží pro provádění směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES (známé také pod názvem Ekodesign). Toto nařízení, týkající se ekodesignu větracích jednotek, je závazné pro všechny členy evropského společenství.

Z předešlého znění Ekodesignu (platnému k datu 1.1.2016) vyplývá, že *tepelná účinnost zpětného získávání tepla pro jiné než obytné budovy* η_{t_nrvu} je požadována minimálně 67%. V pozdějším znění (platnému k datu 1.1.2018) je požadovaná hodnota η_{t_nrvu} navýšena na 73%.

NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1253/2014

ze dne 7. července 2014,

kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign větracích jednotek

(Text s významem pro EHP)

11)

„tepelnou účinností systému zpětného získávání tepla pro jiné než obytné budovy (η_{t_nrvu})“ se rozumí poměr mezi tepelným ziskem přiváděného vzduchu a tepelnou ztrátou odváděného vzduchu, obojí v porovnání s venkovní teplotou, měřeno za referenčních podmínek za sucha, s vyváženým hmotnostním průtokem, při rozdílu mezi vnitřní a venkovní teplotou 20 K, bez úpravy o tepelný zisk z motorů ventilátoru a vnitřních netěsností;

14)

„oběhový systém zpětného získávání tepla“ se rozumí systém zpětného získávání tepla, v němž jsou zařízení pro zpětné získávání tepla na straně odváděného vzduchu a zařízení odvádějící získané teplo do proudu vzduchu na straně přiváděného vzduchu větraného prostoru propojeny prostřednictvím systému přenosu tepla, v němž mohou být obě strany systému zpětného získávání tepla volně umístěny v různých částech budovy;

Minimální tepelná účinnost η_{t_nrvu}

oběhových systémů zpětného získávání tepla obousměrných větracích jednotek musí být 63 %

a bonus za účinnost $E = (\eta_{t_nrvu}$

$- 0,63) \cdot 3\,000$, pokud tepelná účinnost η_{t_nrvu}

činí nejméně 63 %, jinak $E = 0$.

Obrázek 51: Vybrané statě z Nařízení komise EU č. 1253/2014

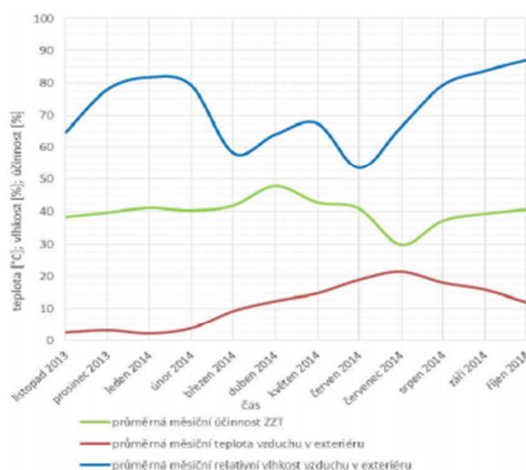
11. bod nařízení definuje tepelnou účinnost systému a ukládá podmínky, za kterých je možné provést validní měření a výpočet. Jednou z podmínek je rozdíl mezi vnitřní a venkovní teplotou 20 K. Tento faktor nebyl během experimentu splněn, neboť rozdíl mezi průměrnou vnitřní teplotou (22,1°C) a průměrnou venkovní teplotou (11,1°C) činil 11°C. Jak již bylo řečeno, za těchto podmínek byla dosažena hodnota teplotní účinnosti 63%.

14. bod definuje význam „oběhového systému zpětného získávání tepla“. Glykolový okruh je oběhový systémem.

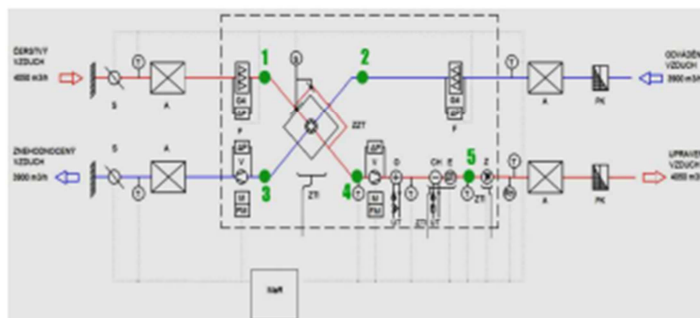
V tuto chvíli se nabízí připodobnit experiment k experimentu doc. Rubiny a Dr. Blasinského. Jejich provedená úloha graficky znázorňuje průběh teplotní účinnosti deskového výměníku – ZZT (pro $V_o=V_p=5000 \text{ m}^3/\text{h}$ podobných průtoku diplomového experimentu; v podobných geografických a klimatických podmínkách) v průběhu celého roku, spolu s průběhy průměrné měsíční teploty a relativní vlhkosti. Z diagramu je patrné, že v období cca mezi zářím až

březnem se hodnota teplotní účinnosti dramaticky nemění (diplomový experiment byl proveden v říjnu za téměř shodných podmínek s porovnávaným experimentem – 11°C; 79% r.v.). K navýšení účinnosti dochází především v měsíci dubnu a květnu, v jejichž průběhu je v našich podmínkách vysoce nepravděpodobné, že bude dosaženo potřebného teplotního diferenciálu 20 K mezi teplotou vnitřního a vnějšího vzduchu.

Z tohoto průměru je tedy možno usuzovat, že v průběhu roku **s velkou pravděpodobností nastanou situace, kdy nebude dosaženo požadavku Ekodesignu 2016 - $\eta_{t_nrvu, \text{měřený}} = 63\%$. Dosažení požadované hodnoty Ekodesignu 2018 je již vysoce nepravděpodobné - $\eta_{t_nrvu, \text{měřený}} = 63\% < \eta_{t_nrvu, \text{požadovaný}} = 68\%$ - NEVYHOVÍ.**



Graf 26: Průběh teplotní účinnosti v průběhu roku (autoři: doc. Rubina, Dr. Blasinski)



Obrázek 52: Schéma osazení teplotně-vlhkostních čidel do vzduchotechnické jednotky (autoři: doc. Rubina, Dr. Blasinski)

11 ZÁVĚR

Výsledkem závěrečné práce je zhodnocení provozních, hygienických a ekonomických vlivů na výběr technicky proveditelných variant rekonstrukce systémů vzduchotechniky. Snahou textu je komplexně postihnout postup výběru vhodné varianty podle zmíněných kritérií.

Měření sleduje změny stavů vzduchových proudů v průběhu průchodu skrze výměníky glykolového okruhu v průběhu přechodného období. Z naměřených dat bylo možno vyhodnotit

účinnost zpětného získávání tepla a aproximovat její hodnotu v závislosti na procentuálním využití otáček motoru ventilátoru.

12 BIBLIOGRAFIE

1. **Chyský, Jaroslav a Hemzal, Karel.** *Větrání a klimatizace*. 3., zcela přeprac. vyd. Brno : BOLIT-B Press, 1993. 80-901574-0-8.
2. **Chyský, Jaroslav.** *Vlhký vzduch*. Praha : SNTL, 1963. Řada teoretické literatury.
3. *H-x diagram - Konstrukce a použití: Termodynamické základy*. **LANDIS & STAЕFA DIVISION**. 04, místo neznámé : Siemens Building Technologies, 2000. Dostupné z: http://www.planicka.eu/0_Download/CZ_h-x.pdf.
4. **Rubina, Aleš a Blasinski, Petr.** Termodynamické a vlhkostní úpravy vzduchu. [Online] 2016. [Citace: 9. 6 2017.] http://lms.fce.vutbr.cz/pluginfile.php/28897/mod_resource/content/1/CT002%2003_16.pdf.
5. **Hemzal, Karel.** *Přenosové jevy v technice prostředí*. V Praze : Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02924-7.
6. **Rubina, Aleš a Blasinski, Petr.** *Analýza a proudění vzduchu v prostorách s vysokou vlhkostní zátěží*. [Online] 2016. [Citace: 12. 6 2017.] http://lms.fce.vutbr.cz/pluginfile.php/28904/mod_resource/content/1/CT002%2010_16.pdf.
7. **Roman studený, ZOFI fasády.** Rosný bod a kondenzace vodní páry. zatepleni-fasad.eu. [Online] [Citace: 26. 11 2017.] <https://www.zatepleni-fasad.eu/vse-o-zatepleni/rosny-bod-a-kondenzace-vodni-pary/>.
8. **s.r.o., Termotech Praha.** Příčiny vlhkosti a plísní. [Online] [Citace: 26. 11 2017.] <http://www.termotech.cz/priciny-vlhkosti-a-plisni/>.
9. **Ing. Olga Rubinová, Phd.** *CT 52 Technika prostředí, Tepelná pohoda a tepelná rovnováha člověka*. [Elektronické přednášky] Brno : autor neznámý, 2015.
10. **Rosina, Jozef.** *Biofyzika: pro zdravotnické a biomedicínské obory*. Praha : Grada, 2013. ISBN 978-80-247-4237-3.
11. **Ing. Olga Rubinová, Phd.** *CT 52 - Technika prostředí, Vlhkost v budovách*. [Elektronické přednášky] Brno : autor neznámý, 2015.
12. **Balík, Michael.** *Odvhlčování staveb 2*. Stavitel. Praha : Grada, 2008. ISBN 978-80-247-2693-9.
13. **Ing. Olga Rubinová, Phd., a další, a další.** Mikrobiální mikroklima budov (I). *tzb-info*. [Online] 8. 6 2015. [Citace: 26. 11 2017.] <http://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/12819-mikrobialni-mikroklima-budov-i>.

14. **Andres, Petr.** *www.tzb-info.cz. Odvlhčování pomocí adsorbční technologie DST Seibu Giken; Flair, a.s.* [Online] Topinfo s.r.o., 18. 6 2008. [Citace: 14. 6 2017.] <http://vetrani.tzb-info.cz/4918-odvlhcovani-pomoci-adsorbncni-technologie-dst-seibu-giken>.
15. **Solutions, Master Climet.** How it works? The operating principle of condensation dehumidifiers. [Online] 2017. [Citace: 26. 11 2017.] <http://www.mcsworld.com/how-it-works-the-operating-principle-of-condensation-dehumidifiers,173.html>.
16. **Ing. Jindřich Hvíždala, M-tech, s.r.o.** Chladivový systém pro přímý ohřev a chlazení ve vzduchotechnice – základní zásady návrhu. *TZB-info*. [Online] 1. 6 2015. [Citace: 26. 11 2017.] <http://vetrani.tzb-info.cz/12755-chladivovy-system-pro-primy-ohrev-a-chlazení-ve-vzduchotechnice-zakladni-zasady-navrhu>.
17. **EKOTEZ.** Odvlhčování - vysoušení. *ekotez.cz*. [Online] [Citace: 26. 11 2017.] <http://www.ekotez.cz/odvlhcovani-vysouseni-c-3.html?zenid=8ea5b4b69c2e8580838e8026da84dfe8>.
18. **Drkal, František, a další, a další.** *Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika*. Praha : Evropský sociální fond, 2009.
19. **Andres, Petr.** *www.tzb-info.cz. Adsorbční odvlhčovače DST Seibu Giken*. [Online] Topinfo s.r.o., 2. 1 2002. [Citace: 19. 6 2017.] <http://www.tzb-info.cz/848-adsorbncni-odvlhcovace-dst-seibu-giken>.
20. **Group, Purafil Filtration.** Chemical Media. [Online] 2017. [Citace: 26. 11 2017.] <https://www.purafil.com/products/chemical-filtration/chemical-media/>.
21. **Westerlund, Lars.** *Open Absorption System for Drying of Moist Air*. PhD. Thesis. LULEÅ : LULEÅ UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Division of Energy Engineering, 1995. Dostupné také z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:989840/FULLTEXT01.pdf>. ISSN 0348-8373.
22. **Kázmérová, Kristína.** Sorpční chladicí zařízení. *www.tzb-info.cz*. [Online] Topinfo s.r.o., 8. 8 2011. [Citace: 20. 6 2017.] <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpcni-chladici-zarizeni>.

SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK, GRAFŮ A ROVNIC

Obrázky

Obrázek 1: Schematické pojetí Daltonova zákona parciálních tlaků	15
Obrázek 2: Mollierův H-X Diagram se znázorněním teploty rosného bodu t_r , teploty mokrého teploměru t_m , relativní vlhkosti vzduchu φ , měrné vlhkosti x obecného stavu vzduchu 1	18
Obrázek 3: Odvlhčování vzduchu pomocí podchlazení – úprava v H-X diagramu [3]	22
Obrázek 4: Odvlhčování vzduchu pomocí adsorpce – úprava v H-X diagramu	23
Obrázek 5: Odvlhčování vzduchu pomocí absorpce – úprava v H-X diagramu [3]	24
Obrázek 6: Odvlhčování vzduchu pomocí absorpce – úprava v H-X diagramu [3]	26
Obrázek 7: Evaporace z volné hladiny [4]	34
Obrázek 8: Vliv polohy izolační vrstvy na průběh teplotního profilu v obvodové stěně a na vznik kondenzační oblasti [7]	38
Obrázek 9: Sanace zdiva poškozeného plísní [8]	39
Obrázek 10: Znázornění procentuálního podílu přenosu tepelných toků v lidském těle [9]	40
Obrázek 11: Škála tepelné pohody člověka	40
Obrázek 12: Kultivovaný vzorek plísní na živném roztoku v Petriho misce [13]	42
Obrázek 13: Standardní fungování kompresorového kondenzačního odvlhčovače. 1- kompresor; 2-ventilátor; 3-kondenzátor; 4-dehydrator; 5-škrtkový ventil; 6- výparník; 7-kondenzační vana; 8-solenoidový ventil [15]	44
Obrázek 14: <i>Schéma zapojení chladicí jednotky (přímého výpru) jako zdroje chladu/tepla pro vzduchotechnickou jednotku. 1-regulátor nadřazeného systému; 2- vzduchotechnická jednotka; 3-ovladač s digitálním displejem; 4-externí kondenzační jednotka; 5-interní výparník ve VZT; 6-čelní deska kondenzační jednotky s patrnými ventilátory; 7-alokace kompresoru; 8-místo napojení chladivových rozvodů na výměník, alokace čidel teploty; 9-alokace čidel teploty proudícího vzduchu v jednotce (ve schématu pouze informativně) [16]</i>	45
Obrázek 15: Příklady decentralních kondenzačních odvlhčovačů společnosti EKOTEX [17]	46
Obrázek 16: <i>Funkční schéma DST Recusorb: Vlhký vzduch se odvlhčí při průchodu rotačním výměníkem. Regenerační vzduch se předehřívá v rotačním výměníku, po průchodu ohřívacím regeneruje silikagelový povrch a odvádí vyvázanou vlhkost ze zařízení [19]</i>	47
Obrázek 17: Mobilní odvlhčovací jednotky DST pro vysoušení chladných prostor [19]	48
Obrázek 18: Optimální oblast použití kondenzačních a adsorpčních odvlhčovačů v H-X diagramu [14]	49
Obrázek 19: Vzorky granulovaných solí plnicích funkcí sorbantu. Zvláštním případem absorpce je tzv. chemisorpce. Jde o fyzikálně-chemický jev, při kterém je vlhkost vázána v krystalickém materiálu chemickými interakcemi. [20]	50
Obrázek 20: Horkovzdušný vysoušeč firmy TROTEC	51
Obrázek 21: Fotografie objektu JIC INMEC	53
Obrázek 22: Část půdorysu objektu H, JIC INMEC s vyznačeným řešeným funkčním celkem ...	54

Obrázek 23: Realizovaná jednotka VZT značky Remak obsluhující Laboratoře typu C ve 4.NP ..	55
Obrázek 24: Navržená jednotka varianty 2	57
Obrázek 25: Výpočetní prostředí kalkulátoru s klimatickými daty	59
Obrázek 26: List Vývojáře VBA s kódem kalkulátoru	60
Obrázek 27: TEPELNÁ ZÁTĚŽ – LABORATOŘE (-20°C V EXT.)	64
Obrázek 28: TEPLoty L ABORATOŘE (-20°C V EXT.)	64
Obrázek 29: TEPELNÁ ZÁTĚŽ – LABORATOŘE (0°C V EXT.)	66
Obrázek 30: TEPLoty L ABORATOŘE (0°C V EXT.)	66
Obrázek 31: TEPELNÁ ZÁTĚŽ – LABORATOŘE (+40°C V EXT.)	68
Obrázek 32: TEPLoty L ABORATOŘE (+40°C V EXT.)	68
Obrázek 33: Ventilátor NICOTRA Gebhardt	80
Obrázek 34: Foto frekvenčního měniče VLT HVAC Basic Drive FC 101	81
Obrázek 35: Odhad funkčnosti vodního chladiče [zdroj: Návrhový SW společnosti ROEN EST S.p.A.]	84
Obrázek 36: Pohledy na navržené kondenzační zařízení [zdroj: EMERSON, Copeland]	86
Obrázek 37: Odhadované akustické a hydraulické vlastnosti distribučních elementů	93
Obrázek 38: Odhad instalovaného tlumiče hluku v systému – odvodní potrubí	100
Obrázek 39: Nově navržený tlumič hluku – přívodní potrubí	100
Obrázek 40: Odhad instalovaného tlumiče hluku v systému – přívodní potrubí	101
Obrázek 41: Odhad instalovaného tlumiče hluku v systému – sací potrubí	101
Obrázek 42: Hydrobox (ZZT – glykolový okruh) na straně ODVODU	117
Obrázek 43: ZZT – glykolový okruh n straně PŘÍVODU	118
Obrázek 44: Čidlo č.1 umístěno těsně za vstupním filtrem	119
Obrázek 45: Čidlo č.2 umístěno mezi sekce ZZT a ohříváče	119
Obrázek 46: Čidlo č.3 vloženo před výměník ZZT do požární klapky na straně ODVODU	120
Obrázek 47: Čidlo č.4 vloženo za výměník ZZT taktéž do požární klapky	120
Obrázek 48: Měření objemového průtoku laminárního stropu přístrojem Testo	121
Obrázek 49: Měření objemových průtoků vzduchu výustek balometrem Airflow	121
Obrázek 50: Vizualizace systému MaR - Označení a pozicování čidel	122
Obrázek 51: Vybrané statě z Nařízení komise EU č. 1253/2014	132
Obrázek 52: Schéma osazení teplotně-vlhkostních čidel do vzduchotechnické jednotky (autoři: doc. Rubina, Dr. Blasinski)	133

Tabulky

Tabulka 1: Přehled koeficientů	32
Tabulka 2: Tabelované hodnoty množství odpařené vody dle VDI 2089 (1989)	35
Tabulka 3: Tabelované hodnoty množství odpařené vody dle VDI 2089 (2009)	36
Tabulka 4: Tabulka místností	54
Tabulka 5: Předběžný rozpočet pořizovacích nákladů obou variant	58
Tabulka 6: Hodnoty potřeb energie na jednotlivé úpravy vzduchu pro zařízení č. 2.01 v letech 2008 – 2016.	69
Tabulka 7: Přehled položek provozních nákladů obou variant	74

Tabulka 8: Výpočet efektivnosti investice – varianta 1 [zdroj: www.tzb-info.cz]	75
Tabulka 9: Výpočet efektivnosti investice – varianta 2 [zdroj: www.tzb-info.cz]	75
Tabulka 10: Charakteristiky měniče.....	81
Tabulka 11: Charakteristiky měniče.....	82
Tabulka 12: Jištění frekvenčního měniče.....	82
Tabulka 13: Test EMC	83
Tabulka 14: Sekce elektrického ohřívače (zdroj: Návrhový SW Remak a.s.).....	85
Tabulka 15: Návrh kompresoru pro první okruh přímého chlazení [zdroj: Návrhový SW Copeland].....	87
Tabulka 16: Návrh kompresoru pro druhý okruh přímého chlazení [zdroj: Návrhový SW Copeland].....	89
Tabulka 17: Návrh výparníku pro první okruh přímého chlazení [zdroj: Návrhový SW ROEN EST S.p.A.]	89
Tabulka 18: Návrh výparníku pro druhý okruh přímého chlazení [zdroj: Návrhový SW ROEN EST S.p.A]	90
Tabulka 19: Přívodní potrubí – posouzení tlakových ztrát	92
Tabulka 20: Sací potrubí – posouzení tlakových ztrát	92
Tabulka 21: Posouzení výkonnosti původního a nového ventilátoru.....	92
Tabulka 22: Akustické posouzení – místnost H457b – původní stav.....	94
Tabulka 23: Akustické posouzení – místnost H457b – nový stav	95
Tabulka 24: Akustické posouzení – místnost H457 – původní stav.....	96
Tabulka 25: Akustické posouzení – místnost H457 – nový stav	97
Tabulka 26: Akustické posouzení – místnost H508 – původní stav.....	98
Tabulka 27: Akustické posouzení – místnost H508 – nový stav	99
Tabulka 28: Tabulka výkonů	108
Tabulka 29: Průtoky vzduchu v obsluhovaných místnostech.....	116
Tabulka 30: Výsledné shrnutí účinností ZZT	128

Grafy

Graf 1: Trend průměrných ročních teplot a relativních vlhkostí roky 1961-2016	14
Graf 2: Závislost hustoty vlhkého a suchého vzduchu na teplotě	17
Graf 3: Stavové veličiny vzduchu, které lze odečíst z H-X diagramu [3]	21
Graf 4: Odpařování z volné hladiny dle doc. Oppla	36
Graf 5: Porovnání analytických metod výpočtu odparu z vodní hladiny [6].....	37
Graf 6: Průběh procentuálního vyjádření přežití mikroorganismů v závislosti na relativní vlhkosti vzduchu v prostoru [11]	41
Graf 7: Funkce teploty vnitřního vzduchu v závislosti na teplotě exteriérového vzduchu	60
Graf 8: Funkce účinnosti ZZT v závislosti na teplotě exteriérového vzduchu	61
Graf 9: Funkce tepelných ztrát prostoru v závislosti na teplotě exteriérového vzduchu	61
Graf 10: Funkce tepelných zisků prostoru v závislosti na teplotě exteriérového vzduchu.....	62
Graf 11: Hodnoty potřeb energie na jednotlivé úpravy vzduchu pro zařízení č. 2.01 v letech 2008 – 2016.	70

Graf 12: průměrná roční potřeba energie na úpravu vzduchu zařízení č. 2.01 z let 2008 - 2016.....	70
Graf 13: Provozní náklady varianty 1.....	72
Graf 14: Provozní náklady varianty 2.....	74
Graf 15: Úprava vzduchu v HX diagramu.....	91
Graf 16: Teplotní chování čidel 1 - 4.....	114
Graf 17: Vlhkostní chování čidel 1 - 4.....	115
Graf 18: Teplotní účinnost přívodní.....	123
Graf 19: Teplotní účinnost odvodní.....	124
Graf 20: Entalpická účinnost přívodní.....	125
Graf 21: Entalpická účinnost odvodní.....	126
Graf 22: Účinnost ZZT porovnání.....	127
Graf 23: Porovnání trendů.....	128
Graf 24: Náběh z plného stavu na tlumený stav.....	129
Graf 25: Náběh z plného stavu na tlumený stav.....	130
Graf 26: Průběh teplotní účinnosti v průběhu roku (autoři: doc. Rubina, Dr. Blasinski).....	133

Rovnice

(1) Daltonův zákon pro ideální plyn.....	15
(2) Sumace parciálních tlaků složek suchého vzduchu.....	15
(3) Obecný tvar stavové rovnice.....	16
(4) Vztah pro výpočet střední molekulové hmotnosti suchého vzduchu.....	16
(5) Plynová konstanta pro suchý vzduch.....	16
(6) Plynová konstanta pro vodní páru.....	16
(7) Hustota vlhkého vzduchu.....	16
(8) Hustota vlhkého vzduchu pomocí atmosferického tlaku, relativní vlhkosti vzduchu, termodynamické teploty vzduchu a parciálního tlaku sytých vodních par.....	17
(9) Hustota vlhkého vzduchu pomocí termodynamické teploty vzduchu a měrné vlhkosti vzduchu.....	17
(10) Parciální tlak vodních par ve vzduchu p_d	17
(11) Relativní vlhkost vzduchu φ	18
(12) Měrná vlhkost vzduchu x	18
(13)(14) Relativní vlhkost vzduchu; parciální tlak vodních par ve vzduchu.....	18
(15) Entalpie vlhkého vzduchu h	19
(16) Vztah pro výpočet $p_d = f(t)$ v intervalu -20 až 0°C.....	19
(17) Vztah pro výpočet $p_d = f(t)$ v intervalu 0 až 80°C.....	19
(18) Atmosferický tlak vzduchu p	20
(19) Faktor citelného tepla ϑ	20
(20) Faktor citelného tepla ϑ	20
(21) Směšovací rovnice vzduchu z hlediska výsledné teploty.....	24
(22) Směšovací rovnice vzduchu z hlediska výsledné měrné vlhkosti.....	25
(23) Vztah pro výpočet relativní vlhkosti vzduchu dle teploty rosného bodu.....	27

(24)	Teplota rosného bodu t_r pro $t_r < 0^\circ\text{C}$	27
(25)	Teplota rosného bodu t_r pro $t_r > 0^\circ\text{C}$	27
(26)	Vztah pro výpočet relativní vlhkosti vzduchu dle teploty vzduchu a teploty mokré- ho teploměru	27
(27)	Nusseltovo číslo pro vnitřní povrch vodorovné trubky	27
(28)	Součinitele přestupu tepla α_i na vnitřním povrchu trubky	28
(29)	Teplota rosného bodu v potrubí	28
(30)	Tepelný tok konvekcí	28
(31)	Sprungův vzorec	29
(32)	Iterační předpis pro adiabatické ochlazování vzduchu	29
(33)	První Fickův zákon	30
(34)	Difuzivita	30
(35)	Konvektivní tok vlhkosti	31
(36)(37)(38)	Konverzní vztahy součinitele přenosu vlhkosti	31
(39)	HÄUSSLEROVA rovnice pro ustálenou vodní hladinu	31
(40)	Nusseltovo číslo pro přirozené proudění	32
(41)	Sherwoodovo číslo pro přirozené proudění	32
(42)	Nusseltovo číslo pro nucené proudění	32
(43)	Sherwoodovo číslo pro nucené proudění	32
(44)	Lewisův vztah	32
(45)	Celkový tepelný tok jako suma tepelného toku konvekcí a odpaem	33
(46)	Alternativní vyjádření celkového tepelného toku pomocí rozdílu entalpií	33
(47)	Alternativní vyjádření celkového tepelného toku pomocí tzv. součinitele navýšení tepelného toku ϵ	33
(48)	Součinitel navýšení tepelného toku ϵ pomocí δ	33
(49)	Součinitel navýšení tepelného toku ϵ pomocí ϑ	33
(50)	Hmotnostní tok vodní páry dle VDI 2089 rok 1989	35
(51)	Hmotnostní tok vodní páry dle VDI 2089 rok 2006	35
(52)	Hmotnostní tok vodní páry dle doc. Oppla	36
(53)	Součinitel přenosu hmoty při odpařování z klidné hladiny vyhříváné vody	36
(54)	Součinitel přenosu hmoty při odpařování ze zvlněné hladiny vyhříváné vody	37
(55)	Součinitel přenosu hmoty při odpařování ze zvlněné hladiny vyhříváné vody - zjednodušení	37

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – Výkres půdorysu strojovny vzduchotechniky

Příloha č.2 – Výkres řezů strojovnou vzduchotechniky

Přílohy č.3 – Provozní schéma